

die geometrischen Parameter des Getriebes bestimmt. Dabei wurde für die Grundausslegung dem Zielkonflikt zwischen guter Statik und guter Dynamik derart Rechnung getragen, dass im Normalbremsbereich bis etwa $z = 1g$ die Dynamik stärker bewertet wurde und das Getriebe mit einer niedrigen Übersetzung arbeitet. Mit zunehmender Spannkraft wächst die Übersetzung an und die Bremse verliert an Dynamik. Der Verlauf des Lastmoments des Motors über der Spannkraft ist in **Bild 4–13** dargestellt. Das maximale Moment wird bei etwa 25kN erreicht und fällt im Fadingfall bei gestrecktem Kniehebel gegen null. Darüber hinaus lässt sich mit der Nachstellvorrichtung die Kennlinie in der oben beschriebenen Weise verändern.

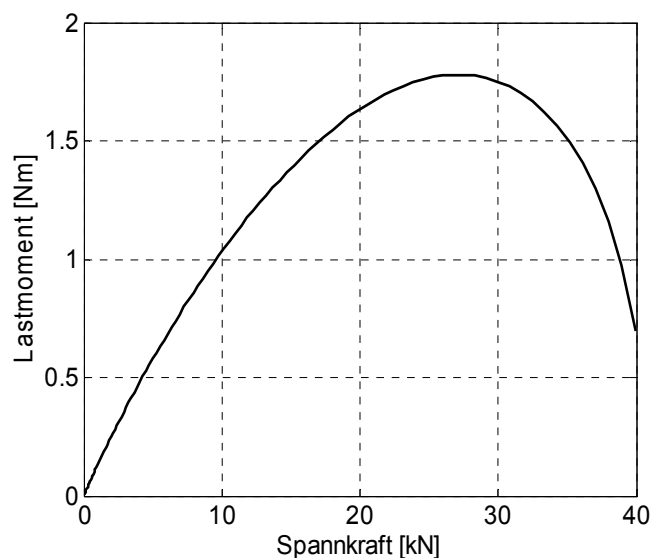


Bild 4–13: Übersetzungskennung der Getriebekombination Nocken-Kniehebel

Das Antriebsmoment wird über ein zweistufiges Stirnradgetriebe übersetzt. Auf der Ausgangswelle des Getriebes sitzt der Nocken mit einer linearen Kennung, damit durch die Verstellung der Startposition in Verbindung mit der Nachstellvorrichtung keine zusätzlichen Nichtlinearitäten in das System gelangen. Dieser wandelt das Antriebsmoment in eine radiale Kraft um, die auf die mittlere bewegliche Achse des Kniehebels wirkt. Dieser besteht aus zwei Schenkeln, von denen der eine mit dem Bremsengehäuse und der andere über die Nachstellvorrichtung mit dem Belag verbunden ist. Beide Schenkelenden können sich nur auf einer Achse relativ zueinander verschieben. Der belagseitige Schenkel übt eine Kraft auf die Nachstellvorrichtung und damit über den Belag auf die Bremsscheibe aus, **Bild 4–14**.

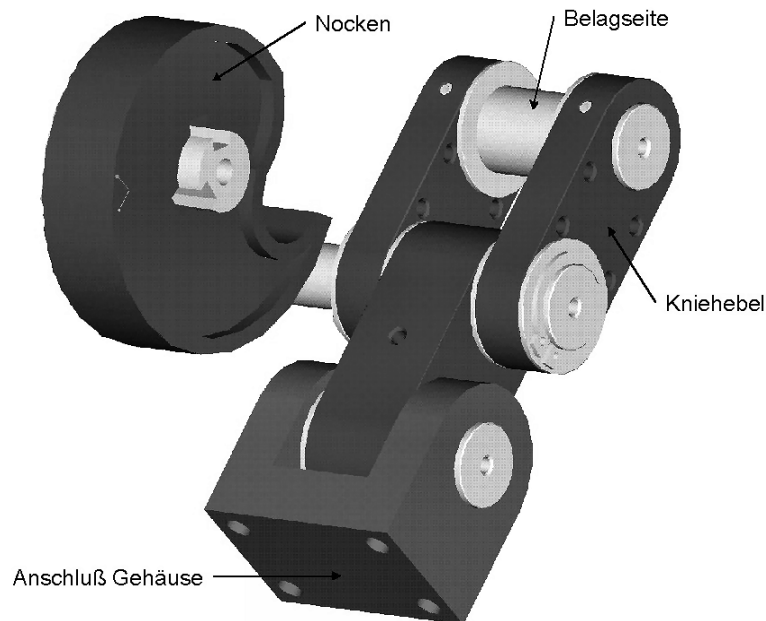


Bild 4–14: Nocken und Kniehebel in der Endposition

Das Motormoment muss in beide Drehrichtungen bis zum Belag übertragen werden können, um die Bremse aktiv lüften zu können, die Dynamik in Löserichtung zu erhöhen und den Kniehebel über die Lüftspielposition hinaus bewegen zu können, um die Verschleißnachstellung betätigen zu können. Daher sind Nocken und Kniehebel gefesselt. Über eine parallel zur Außenkontur laufende Nut an der Innenseite des Nockens wird ein Stift geführt, der mit einem Drehfreiheitsgrad auf der Kniehebelwelle befestigt ist und in radiale Richtung leichtes Spiel besitzt, um eine Verklemmung zu vermeiden.

Die Bremse selbst ist ein Serien-Faustsattel eines Mittelklasse Pkw (Ate FN54, [91]), dessen Hydraulikteil nach hinten aufgebohrt ist, um das Kniehebelgetriebe mit der Verschleißnachstellung zu verbinden, die den Platz des Kolben einnimmt und dessen Funktion übernimmt. Da die Faust mit dem angebundenen Gehäuse schwimmend gelagert ist, übt der passive Belag eine annähernd gleich große, entgegengesetzte Kraft auf die Bremsscheibe aus. Dabei geht der Kraftfluss von der Rückseite des Gehäuses über die Stege auf die serienmäßige Faust und damit auf die passive Belagseite.

Die Nachstellvorrichtung ist so konzipiert, dass sie während der Bremsphase nur die Betätigungskraft des Kniehebelausgangs zum Belag weiterleitet. Dazu ist die Nachstellschraube (**Bild 4–15**), die den Verschleißweg vorhält, selbsthemmend ausgeführt. Nachgestellt wird der Verschleiß nur bei einer Betätigung, die aus dem Rückziehen über die Lüftspielposition hinaus besteht. Bei dieser Rückbewegung wird die Betätigungshülse und über den Freilauf, der in diese Richtung sperrt, die Nachstellmutter verdreht.

Dadurch führt die verdrehfest gelagerte Nachstellschraube eine translatorische Bewegung in Richtung Belag aus und stellt so den Verschleiß nach. Beim Wiedervorfahren in die Lüftspielposition dreht die Betätigungshülse wieder zurück, ohne die Mutter zu verdrehen, da der Freilauf diese Richtung freigibt. Insgesamt wird ein Verschleißweg von 33mm vorgehalten. Pro Betätigung, die in der Simulation einschließlich Lüftspieleinstellung rund 300ms dauert, beträgt der maximale Verstellweg 0,275mm.

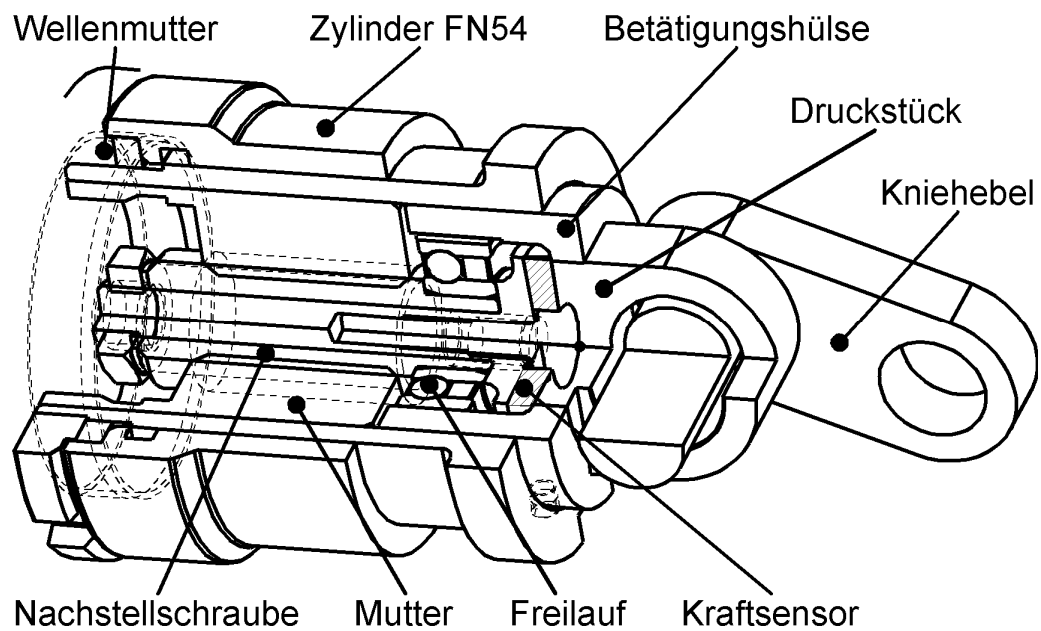


Bild 4–15: Schnitt durch die Verschleißnachstellung

Gelagert wird das Getriebe über eine Linearführung auf der Momentenmesswelle, um die zusätzliche Masse des Getriebes und des Motors abzustützen und die Führungsbushings des Seriensattels zu entlasten. **Bild 4–16** zeigt die realisierte Radbremse, bestehend aus Motor, Getriebegehäuse und Reibbremse, messfertig montiert auf dem *fzd*-Rollenprüfstand.

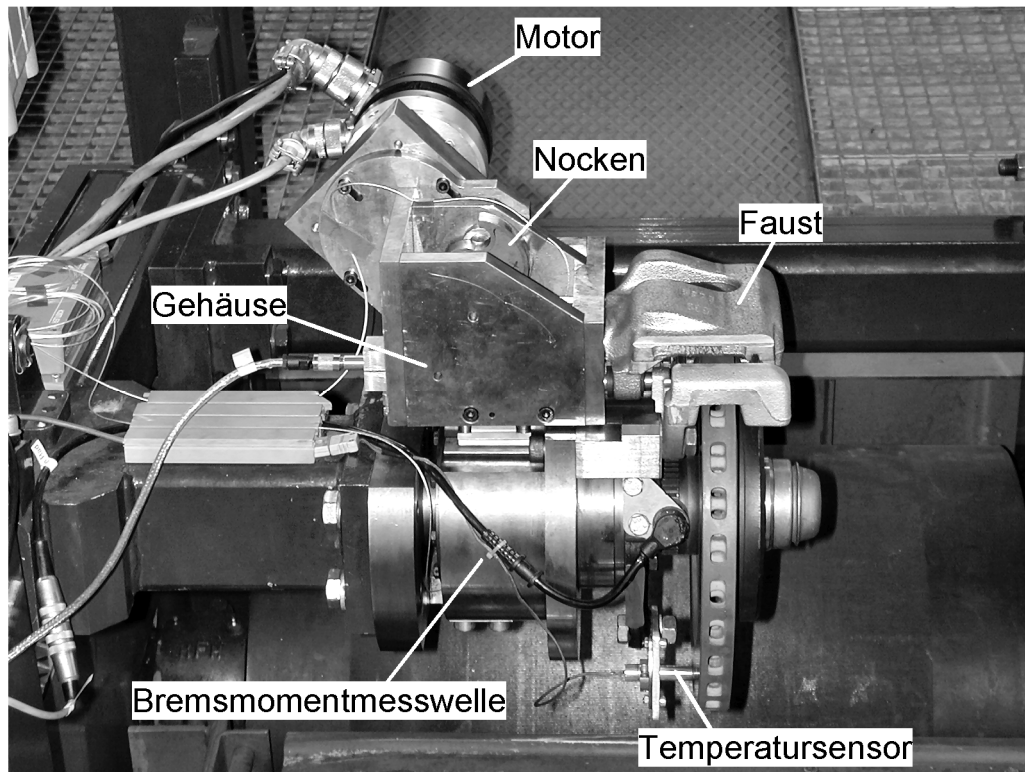


Bild 4–16: Radbremse auf fzd -Rollenprüfstand

4.3.5 Sensorik

Ergänzend zur Prüfstandsensorik (vgl. Kap. 4.2.1) werden in die Bremse zwei weitere Sensoren appliziert, um die systemimmanenten Größen Kraft und Weg aufzunehmen. Darüber können auch die geometrischen Größen des Nocken-Kniehebel-Getriebes, wie z.B. Kniehebelwinkel und Übersetzung, errechnet werden. Im Gegensatz zum Nockendrehwinkel, der sich aus dem übersetzten Motordrehwinkel ergibt, lässt sich die absolute Winkellage des Nockens nicht aus diesem errechnen, da die absolute Motorposition nicht gemessen wird. Somit ist zur Bestimmung der Kniehebelübersetzung die Kenntnis des Kniehebelwinkels erforderlich, der aus dem Wegsignal eines induktiven Wegsensors [120], der die Verschiebung des belagfesten Schenkels gegenüber dem gehäusefesten misst, berechnet wird. Neben dem Kniehebelwinkel, der über den Abstand der Messpunkte unter Berücksichtigung der Schenkelgeometrie berechnet wird, erhält man so den Verschiebeweg des Belags.

Als weitere wichtige Messgröße dient die Spannkraft, die über einen piezoelektrischen Kraftsensor [118] gemessen wird, der im Kraftfluss in der Verschleißnachstellung untergebracht ist (Bild 4–15). Durch die Nachstellschraube wird er mit dem Druckstück verspannt.

Für die Berechnung der zugeführten elektrischen Leistung werden die elektrischen Kenngrößen der Stromversorgung des Servoverstärkers gemessen. Über einen Spannungsteiler wird die Batteriespannung U_{Batt} gemessen, die Erfassung der Stromstärke i_{Batt} , sowie der Stromstärken der drei Motorphasen erfolgt durch den Einsatz von Spannungsteilern.

4.4 Radbremse mit Selbstverstärkung

Als Basisbremse für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Versuche dient die im Rahmen eines Teilprojekts im Sonderforschungsbereich der DFG entstandene Forschungsbremse mit Selbstverstärkung [157], [159]. **Bild 4–17** zeigt die Prinzipskizze der realisierten Radbremse, deren Hauptbaugruppen Motor, Getriebe und Reibbremse modular aufgebaut sind. Dem Elektromotor ist eine zweistufige rotatorische Übersetzungsstufe nachgeschaltet, die auf die Mutter eines Spindeltriebs wirkt. Die Spindel leitet eine translatorische Bewegung und die Betätigungskraft über ein translatorisches Keilgetriebe in den selbstverstärkenden Reibteil ein. Über den Belagkeil, der sich unter dem Winkel α im Rahmen der Bremse abstützt, wird die Selbstverstärkung erreicht. Der Rahmen ist schwimmend gelagert, so dass der Kraftfluss über den zweiten (nicht selbstverstärkenden) Reibbelag geschlossen wird. Ausgelegt ist die Bremse für ein Fahrzeug der gehobenen Mittelklasse und benutzt die serienmäßige, belüftete Bremsscheibe.

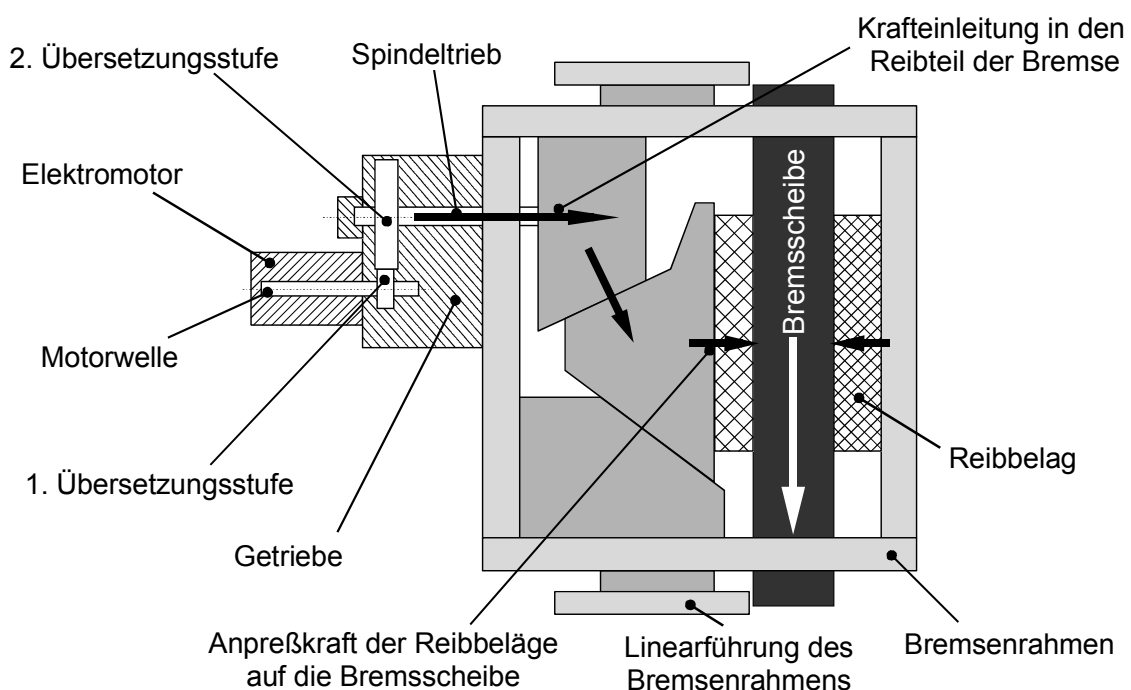


Bild 4–17: Prinzipskizze der Basisbremse [157]

4.4.1 Konstruktion

Dank des modularen Aufbaus lassen sich Belag- und Abstützkeil austauschen, um verschiedene Abstützwinkel zu erforschen. Im Rahmen des DFG-Projekts wurden die drei Winkel $\alpha = 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ$ untersucht, deren Asymptoten der Selbstverstärkung rechnerisch bei Belagreibwerten $\mu > 0,8$ liegen, also in einem Bereich, der von üblichen Reibmaterialien nicht erreicht wird. Letztere werden häufig mit einem Nennreibwert von $\mu = 0,4$ angegeben [167]. Aus diesem Grund wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein weiterer Belagkeil mit dem Abstützwinkel $\alpha = 19^\circ$ gefertigt, der in der Basisbremse untersucht werden konnte. Damit liegt die Asymptote der Selbstverstärkung bei einem Reibwert von $\mu = 0,35$ und es ist gewährleistet, dass im Normalbetrieb der Bremse die Betätigungskraft negativ wird.

Alle Linearführungen der Bremse sind so genannte V-M-Führungen, die aus zwei gegenüberliegenden Winkel-Flachkäfigen mit zylindrischen Wälzkörpern zusammengesetzt sind [98]. Damit ist gewährleistet, dass die Betätigungskräfte sowohl in positiver als auch negativer Richtung mit einem guten Wirkungsgrad und spielarm übertragen werden können. Dies ist die Grundvoraussetzung für den Einsatz eines kleinen Abstützwinkels, bei dem auch am Belagkeil gezogen werden muss, um eine Selbstblockade zu vermeiden.

Aufgrund der Krafteinleitung in den Belagkeil unter dem Einleitungswinkel $\beta = 25^\circ$ stellt nicht nur der Krafteinleitungskeil ein translatorisches Getriebe dar, sondern der Belagkeil wirkt ebenso als translatorisches Getriebe, dessen Übersetzung vom Einleitungswinkel β und wie auch die Selbstverstärkung vom Abstützwinkel α abhängt. Damit setzt sich die Gesamtübersetzung zusammen aus den Anteilen des Rotationsgetriebes ($i_{rr} = 5,58$), der Spindel ($i_{rt} = 1,26 \text{ mm}^{-1}$), dem Krafteinleitungskeil ($i_{tt,25^\circ} = 2,37$) und dem Belagkeil ($i_{tt,40^\circ} = 1,50$; $i_{tt,19^\circ} = 3,05$). Insgesamt ergibt sich rechnerisch unter Vernachlässigung des Wirkungsgrads für die mechanische Übersetzung zwischen Motor-moment und Spannkraft:

- Keilwinkel $\alpha = 40^\circ$: $i_{ges} \approx 25 \text{ kN/Nm}$
- Keilwinkel $\alpha = 19^\circ$: $i_{ges} \approx 51 \text{ kN/Nm}$

Dem überlagert sich zusätzlich im Betrieb unter Umfangskraft die Selbstverstärkung.

4.4.2 Sensorik

Für die Erforschung der Selbstverstärkung sind an mehreren Stellen im Kraftfluss Kraftsensoren untergebracht [118]. Als erste Größe wird mit einem DMS die Spindelkraft als Eingang in das Lineargetriebe gemessen. Die nächste Systemgröße ist die Abstützkraft im Belagkeil, deren scheibensenkrechte Komponente in Verbindung mit einer Umfangskraft für die Selbstverstärkung sorgt. Letzte und wichtigste Kraft ist die Hauptregelgröße Spannkraft, die auf der passiven Seite gemessen wird. Der Sensor ist zwischen Belag und Rahmen untergebracht und zum Schutz vor Überhitzung mit Wasser umspült, das von einer externen Pumpe umgewälzt wird.

Darüber hinaus werden an verschiedenen Punkten der Bremse Temperaturen erfasst. Hierzu sind Pt-100 Temperaturfühler am Rahmen, passiven Belag, Belagkeil und Getriebegehäuse appliziert, die einen informativen Charakter besitzen und der Überwachung dienen.

Zur Erfassung des Rahmenwegs dient ein induktiver Wegsensor, der zwischen dem Schwimmrahmen und dem prüfstandsfesten Halter misst. Damit lässt sich nicht nur der Differenzweg zwischen aktiver und passiver Seite ermitteln, sondern auch die Lüftspielverteilung, da mithilfe des Aktors nur das Gesamtlüftspiel der Bremse aktiv eingestellt werden kann. Ferner kann der Anteil des passiven Belags an der Gesamtsteifigkeit bestimmt werden.

4.5 Fazit

Der modulare Aufbau der Bremse mit Selbstverstärkung erlaubt durch den Wechsel von Belag- und Abstützkeil die Erprobung verschiedener Keilwinkel. Mit einem Winkel von $\alpha = 19^\circ$ steht ein Keil zur Verfügung, mit dem eine Höhe der Selbstverstärkung erforscht werden kann, bei der am Belagkeil zur Aufrechterhaltung einer Spannkraft gezogen werden muss. Dabei ist zu beachten, dass durch die Reduktion des Belagkeilwinkels neben der Änderung des energetischen Kennwerts E^* auch die Gesamtübersetzung steigt, wodurch die Haltemomente und die Dynamik der Bremse reduziert werden.

Für die Konstruktion des Getriebes mit veränderlicher Übersetzung wurde ein Kniehebel ausgewählt, dessen Übersetzung über dem Spannweg kontinuierlich ansteigt. Aus dem Funktionsprinzip ergibt sich zum einen, dass der Ausgangsweg des Kniehebels im ausgestreckten Zustand erschöpft ist. Zum anderen ist wegen seiner wegabhängigen Übersetzungskennung die Möglichkeit der Auslegung der Übersetzungskennung auf nur eine Verbraucherkennlinie beschränkt. Dem wird bei der konstruierten Bremse dadurch

Rechnung getragen, dass nicht nur der verschleißbedingte Ausgangsweg nachgestellt wird, sondern auch der Arbeitsbereich des Kniehebels verändert wird, da mit zunehmendem Verschleiß die Kraft-/Wegkennlinie steiler wird und die Steifigkeit zunimmt. Dieser Arbeitsbereich ist über zwei begrenzende Kraft-/Wegkennlinien definiert und das Getriebe darauf ausgelegt.

Mit dem Simulationsmodell kann das Verbesserungspotenzial hinsichtlich der Dynamik gegenüber einer Bremse mit konstanter Getriebeübersetzung gezeigt werden. Durch den niedrigen Übersetzungsbereich, in dem der Kniehebel betrieben wird, um Spannwegreserven vorzuhalten, ergeben sich höhere Haltemomente, die zu einer erhöhten Energieaufnahme führen. Im Umkehrschluss ist die Statik der Bremse dadurch zu verbessern, dass der Arbeitsbereich zu höheren Übersetzungen verschoben wird, wodurch sich gleichzeitig die Dynamik verschlechtert und der Reserveweg verkürzt.

5 Untersuchungen

5.1 Nichtlineares Getriebe

Aufgrund der nichtlinearen Übersetzungskennung und des durch den frei einstellbaren Startwinkel definierten Arbeitsbereichs des Getriebes stellt nicht nur der absolute Ausgangsweg eine wichtige Information dar, sondern auch der noch verfügbare Weg. Daher wird vor jeder Messung nicht der Weg in der gelüfteten Position als initiale Größe zu null gesetzt, sondern der maximale Ausgangsweg als Bezugsgröße verwendet, der sich über alle Versuche nicht ändert. Diese Einstellung erfolgt im kraftfreien Zustand, in dem der Kniehebel gestreckt wird und der Weg erschöpft ist. Damit ist der maximale Ausgangsweg erreicht, der nach der Auslegung 4mm beträgt. Gleichzeitig beträgt der Kniehebelwinkel 90° zur Senkrechten (180° zwischen den Schenkeln), so dass über das Wegsignal auch der Kniehebelwinkel errechnet werden kann. Der Startwinkel, der durch Zurückdrehen der Eingangswelle eingestellt wird, lässt sich in **Bild 5–1** ablesen.

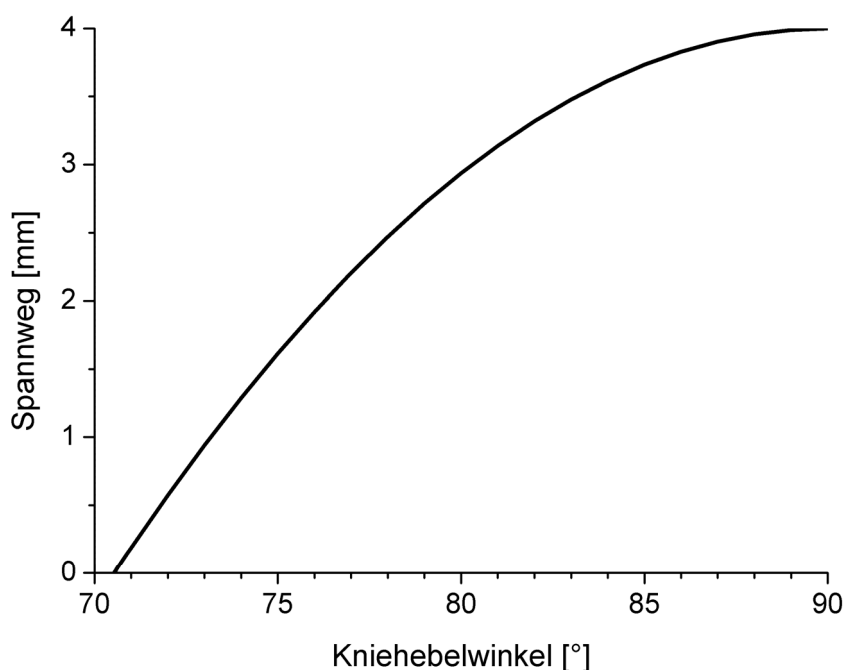


Bild 5–1: Spannweg in Abhängigkeit des Kniehebelwinkels

5.1.1 Statische Versuche

Zu Beginn der Versuchsreihe steht die Überprüfung der Eigenschaften der aufgebauten Radbremse. Dazu wurde am Eingang des Systems an Stelle des Motors eine statische Momentmesswelle montiert, über die manuell mit Hilfe eines Werkzeugs die Bremse zugespant werden kann. Am Systemausgang wird anstelle der Bremsscheibe zwischen

die Beläge ein Scheibenersatzstück gespannt, dessen Reibwangen über drei Kraftsensoren miteinander gekoppelt sind, **Bild 5–2**. Die Summe der drei Sensoren ergibt die Spannkraft.

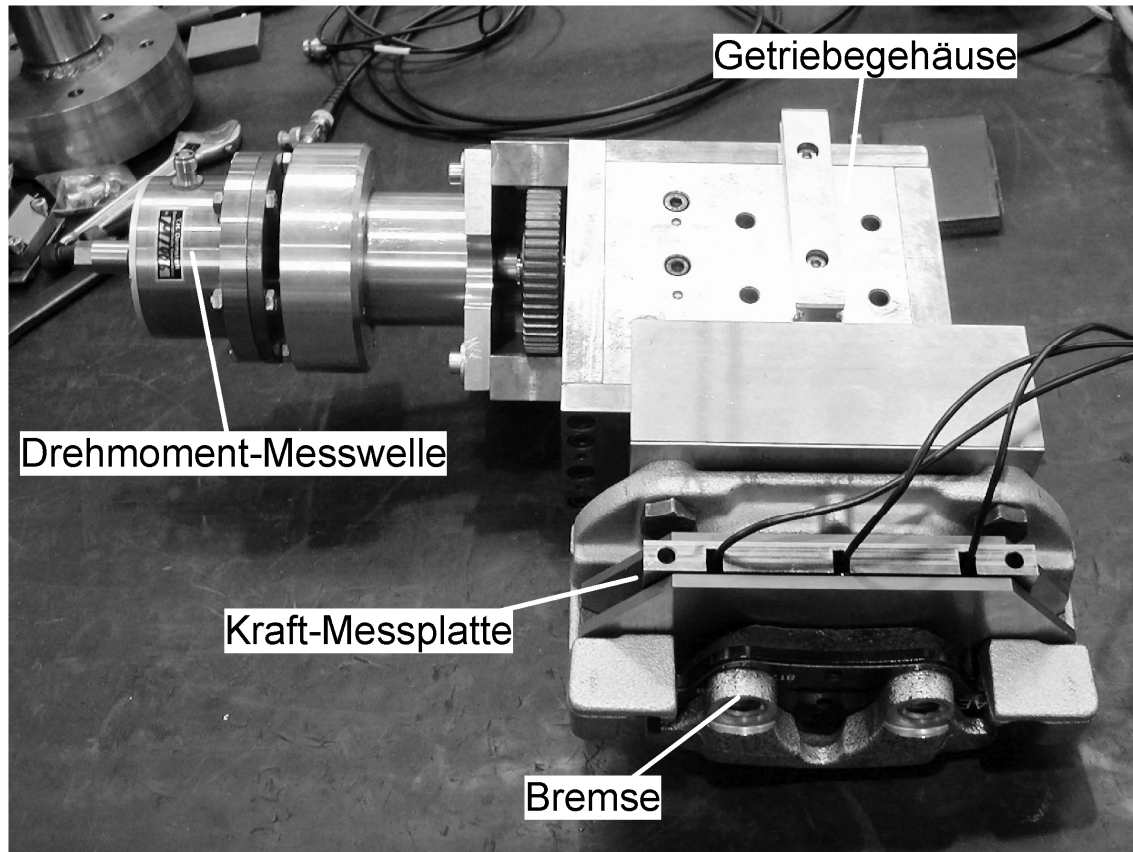


Bild 5–2: Messaufbau für die statische Messung der Übersetzung zwischen Antriebsmoment und Spannkraft

Mit diesem Messaufbau lassen sich in Verbindung mit den eingebauten Kraft- und Wegsensoren statische Reibkräfte ermitteln, die Kraft-/Wegkennlinie des Verbrauchers bestimmen sowie die Einstellungen für den Startwinkel des Kniehebels vornehmen.

Für die Auslegung des Kniehebels und der rotatorischen Übersetzung wurde eine Steifigkeit des Verbrauchers angenommen, die hauptsächlich von den Belägen bestimmt ist [154]. Obwohl die Beläge in der Versuchsbremse neu sind, ist die Kraft-/Wegkennung des Verbrauchers vom Kniehebelausgang zur Messplatte um fast 30% steifer als für die Konstruktion der Bremse zugrunde gelegt wurde. Der steifere Verbraucher stellt für den Kniehebel zwar den günstigeren Fall dar, da er in einem hohen Winkel- und Übersetzungsbereich betrieben werden kann. Hinsichtlich der Prozessführung ist die Gesamtauslegung aber nicht optimal, da die Gesamtübersetzung der realisierten Bremse höher

ist als nötig, denn die rotatorische Übersetzung wurde für einen deutlich weicheeren Verbraucher ausgelegt.

Bild 5–3 zeigt die Kraft-/Wegkennlinien bis rund 25kN für den neuen Belagsatz und den verschlissenen Belag, wobei der Verschleiß künstlich durch Abschleifen der Beläge erzeugt wurde. Da wegen der schon sehr steifen neuen Beläge eine geringe Änderung über dem Verschleiß zu erwarten war, wurden die Beläge auf eine Reststärke von weniger als 2mm geschliffen, um den Effekt zu maximieren. Damit liegen die Werte unterhalb der Verschleißgrenze und der Belag bremst auf der Zwischenschicht [129]. Die durchgeführten Bremsversuche sind dadurch nicht repräsentativ, für einen spannkraftgeregelten Vergleich aber zulässig, solange reibwertabhängige Aussagen (z. B. Bremsmoment) ausgeschlossen werden.

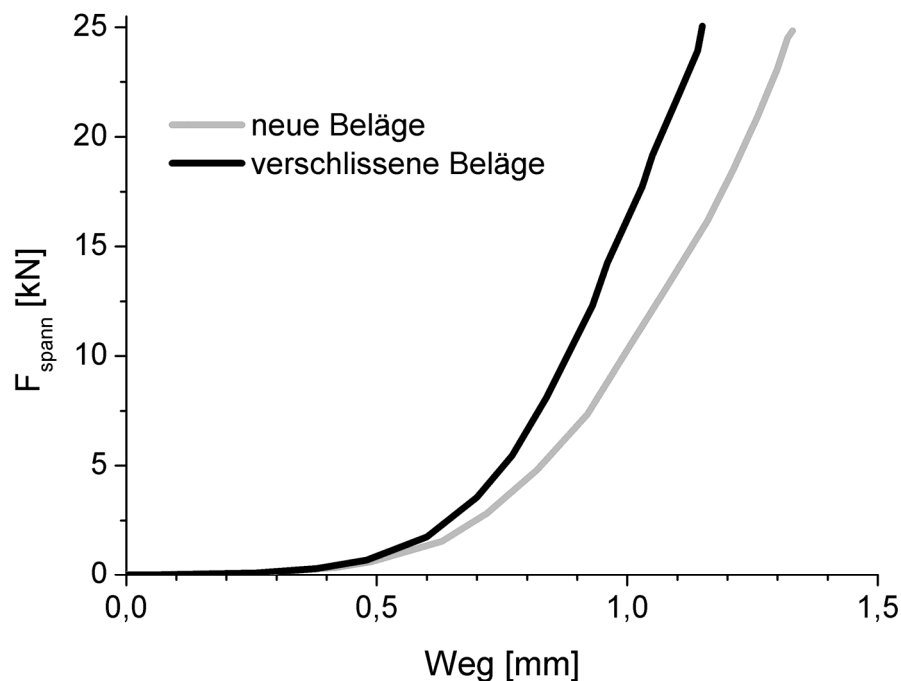


Bild 5–3: Kraft-/Wegkennlinien für neue und verschlissene Beläge

Die erwartete Spannkraft von 40kN wird nicht ganz erreicht, **Bild 5–4**, da in Verbindung mit der sehr steifen Verbraucherkennlinie nur wenige zehntel Millimeter Ausgangsweg über das erreichbare Kraftniveau entscheiden. Der am Ausgang fehlende Weg wird zum einen von der Fesselung des Kniehebels mit dem Nocken geschluckt, die den Verdrehbereich des Nockens um ca. 5° reduziert. Diese Einschränkung wurde konstruktiv bewusst in Kauf genommen, da eine Anforderung in dem selbsttätigen Lösen der Bremse bei Energieausfall besteht, die bei ausgestrecktem Hebel nicht mehr automatisch gewährleistet ist. Darüber hinaus wird Weg in Elastizitäten und Spielen im

Kniehebel dadurch aufgebraucht, dass er unsymmetrisch betätigt wird und auch die Nadelagerung durch Fertigungstoleranzen spielbehaftet ist. Mit steigender Kraft vom Nocken auf den Kniehebel nimmt dieser Effekt zu.

Die Aussagekraft der Messergebnisse ist dadurch nicht eingeschränkt, da die Elastizitäten und Spiele erst bei sehr hohen Kräften merklich in den Vordergrund treten und die Bremsversuche in Spannkraftbereichen durchgeführt werden, die den Normalbremsfall abdecken und keiner hohen Spannkräfte ($< 25\text{kN}$) bedürfen.

Bild 5–4 zeigt den Verlauf des Antriebsmoments und des Spannwegs über der Spannkraft. Der Momentenverlauf ist geglättet, da für die Aufnahme der Kennlinie die Messwelle von Hand gedreht wurde und kleine Momentenunterschiede aufgrund der Trägheiten nicht im Kraftsignal zu sehen sind. Wie erwartet, fällt wegen der stark progressiven Kniehebelübersetzung das Maximum des Moments nicht mit dem der Spannkraft zusammen. Aufgrund der zu hohen Gesamtübersetzung wird das volle Motormoment von 2Nm nicht erreicht.

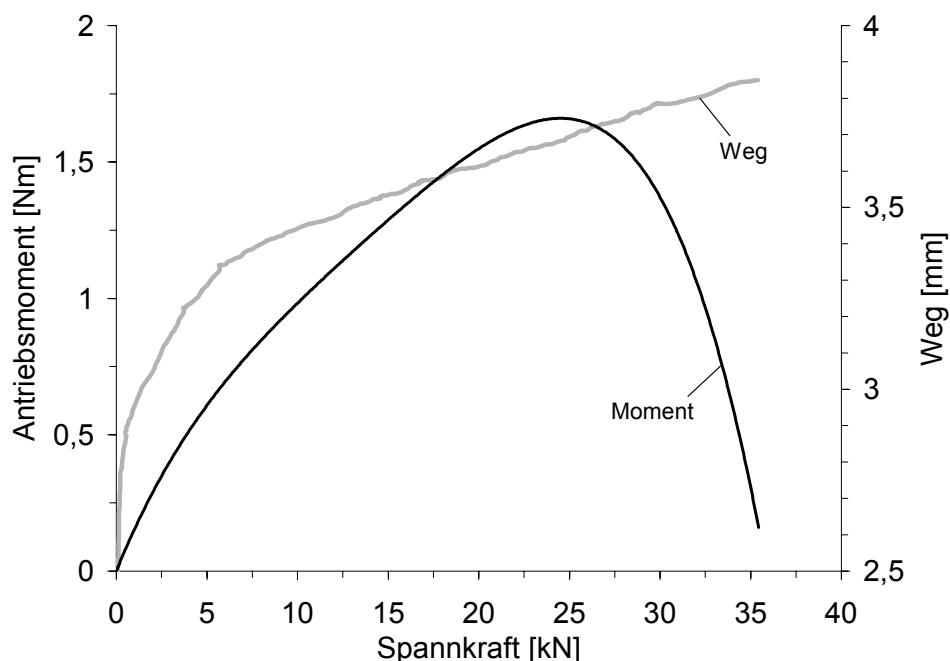


Bild 5–4: Verlauf des Antriebsmoments über der Spannkraft

Alle Einstellungen des Lüftspiels sowie der Zuordnung der Kniehebelübersetzung zum Ausgangsweg über die Verschleißnachstellung wurden in der Versuchsvorbereitung manuell vorgenommen. Im eingestellten messfertigen Zustand wurde im Regler die

Startposition des Motors gespeichert, so dass diese zu Versuchsende automatisch wieder angefahren werden konnte.

5.1.2 Dynamische Versuche

Für die Bewertung der Bremse wird in quasistationären Versuchen (Stoppbremsungen) vorrangig die Leistungsaufnahme der Bremse herangezogen. Bei den instationären Versuchen werden charakteristische Zeitabschnitte für die Beurteilung herangezogen. Der erste Zeitabschnitt beginnt mit dem Zuspinnen aus der gelüfteten Belagposition und endet mit dem Erreichen der Kraft für eine Vollverzögerung (Aufbauzeit t_{auf}). Von dem Zeitpunkt an wird der Motor entgegengesetzt bestromt, um in kürzest möglicher Zeit Spannkraft abzubauen und damit einen ersten ABS Regelzyklus abzubilden. Aufgrund der Massenträgheiten wird die Spannkraft weiter ansteigen und nach Erreichen eines Maximums abfallen. Mit dem Unterschreiten des 0,8g-Kraftniveaus endet der Reversivorgang, **Bild 5–5**. Die benötigte Reversierzeit t_{rev} ist die zweite wichtige dynamische Größe zur Beurteilung. Darüber hinaus kann die maximale Kraft durch das Überspringen $F_{Ü}$ beim Reversieren als weitere Kenngröße herangezogen werden.

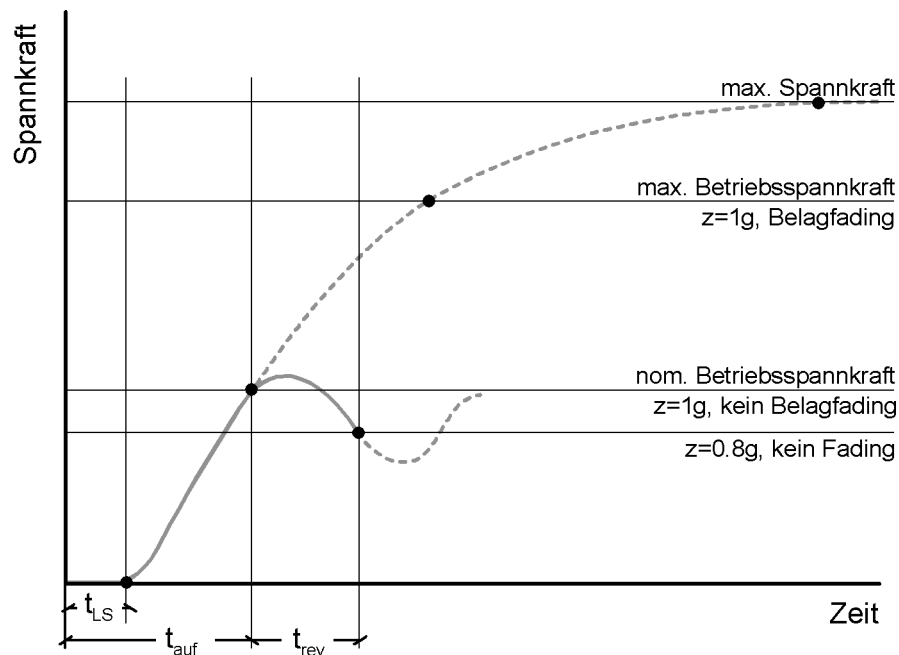


Bild 5–5: Spannkraft-Zeit-Diagramm

Als Referenz dient die Startwinkleinstellung, bei der die Anforderungen einer je 100%igen Kraft- und Wegreserve erfüllt ist. Da nach der Kraft-/Wegkennlinie die Nenn-Spannkraft von 20kN nach 1mm bereits erreicht ist, muss ein weiterer Millimeter Ausgangsweg vorgehalten werden, bei dem der Kniehebel erschöpft ist. Aufgrund der zu-

nehmenden Übersetzung ist die Kraftreserve automatisch enthalten. Erfüllt ist dies mit einem Startwinkel von 76° .

Bild 5–6 zeigt die Leistungsaufnahme des Motors über der Bremszeit für unterschiedliche Kniehebel-Startwinkel aus derselben Lüftspielposition. Zu Beginn der Bremsung wird wegen der Beschleunigung der Bremsenmassen aus der Ruheposition und der erforderlichen Spannleistung die elektrische Leistungsaufnahme maximal. Sobald die Spannkraft rund 90% des Sollwerts erreicht, geht die Leistung etwas zurück. Die Spannkraft wird von unten ohne Überschwinger eingeregelt, und die Motorleistung wird für das Abbremsen der Massen und Einregeln der Kraft benötigt. Wenn die Sollkraft erreicht ist, fällt die Leistungsaufnahme je nach Startwinkel auf mittlere Werte zwischen rund 40W und 80W, die für die Aufrechterhaltung der Kraft benötigt wird. Da alle Bremsungen mit demselben Verbraucher unter gleichen Randbedingungen durchgeführt wurden, ist der erforderliche Ausgangsweg bei der eingeregelter Spannkraft identisch. Die Sollkraft entspricht in diesem Beispiel einer Abbremsung von rund 30%. Durch die unterschiedlichen Startwinkel ändert sich der Übersetzungsverlauf bezogen auf den Ausgangsweg, so dass sich für die Bremsungen jeweils andere Übersetzungen und damit unterschiedliche Haltemomente ergeben. Infolge dessen reduziert sich die Leistungsaufnahme während der eingeschwungenen Bremsphase mit zunehmendem Startwinkel, also zunehmender Anfangsübersetzung. Am Ende des Bremsvorgangs werden die Beläge ins Lüftspiel gefahren, wozu der Motor – ausgehend aus der Ruheposition – während der Haltephase die Massen beschleunigt. Das geschieht mit niedriger Dynamik, da im Normalbetrieb für quasistationäre Bremsungen die Kraftabbaudynamik zurückgeregelt ist. Das differierende zeitliche Ende der Bremsung, das mit dem Anstieg der Leistungsaufnahme kenntlich wird, liegt an unterschiedlichen Momentenverläufen, die die Folge geringer Temperaturunterschiede in der Reibpaarung sein werden.

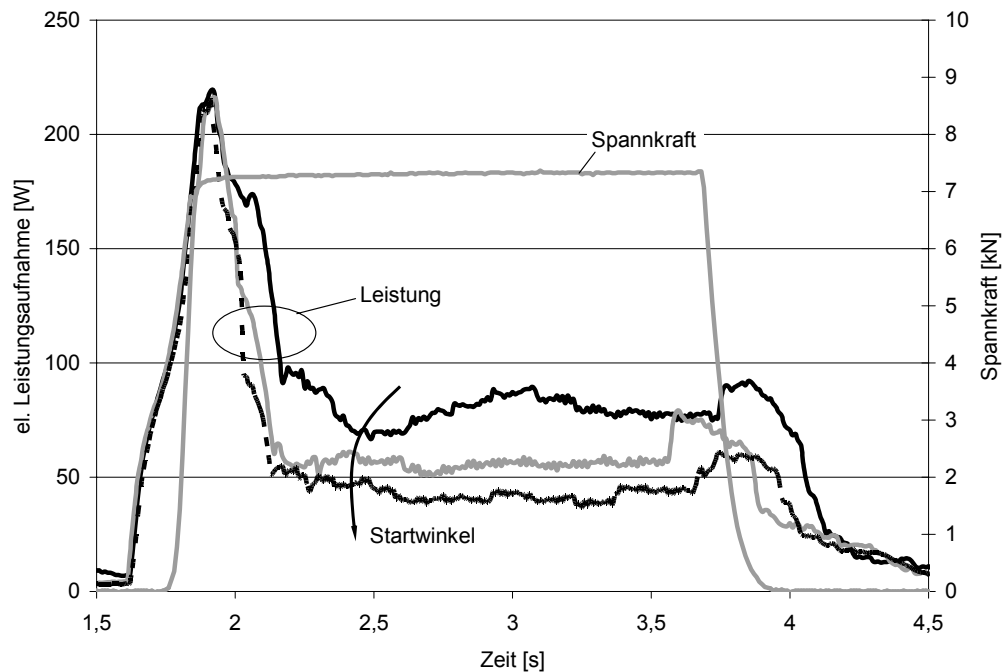


Bild 5–6: Spannkraftgeregelte Stoppbremung mit unterschiedlichen Startwinkeln

Wegen der unterschiedlichen Startwinkel ergeben sich auch verschiedene Getriebeübersetzungen während der Kraftaufbauphase, so dass sich auch die Kraftaufbauzeiten voneinander unterscheiden. Erwartungsgemäß erreicht die höchste Übersetzung mit rund 60ms die kürzeste Aufbauzeit. Die Zeiten der anderen Einstellungen liegen mit rund 70ms und 85ms deutlich darüber. Dargestellt ist der Übersichtlichkeit halber nur der Spannkraftverlauf der mittleren Übersetzung.

Bild 5–7 zeigt das Ergebnis eines Reversiersversuchs für zwei verschiedene Startwinkel, die gemäß Bild 5–5 einen ersten Zyklus einer ABS-geregelten Vollverzögerung abbilden. Dabei wird im Versuch nicht mit dem Bremsenregler geregelt, sondern mit einem Zweipunktregler. Auf dem Hinweg wird der Motor maximal bestromt und mit dem Erreichen der Reversierkraft maximal gegen-bestromt, um unabhängig von Reglerverhalten die maximale Dynamik zu bestimmen. Im Vergleich ist zu erkennen, dass die Variante mit dem größeren Startwinkel wegen der höheren Übersetzung erwartungsgemäß länger für das Durchfahren des Lüftspiels benötigt und 24ms später den Reversierpunkt erreicht. Die Kraftaufbaugradienten unterscheiden sich zu Beginn des Kraftaufbaus kaum, da mit der höheren Übersetzung eine höhere kinetische Energie einhergeht, die im Fall der niedrigen Übersetzung durch einen günstigeren Betriebspunkt mit einer höheren Leistungsabgabe des Motor kompensiert wird. Beim Reversieren entsteht bei dieser Variante infolge der höheren kinetischen Energie ein geringfügig höherer Über-

schwinger und eine um 50ms längere Reversierzeit gegenüber der Variante mit der niedrigeren Übersetzung, die im Reversierpunkt von einer niedrigeren Energie und einem günstigen Betriebspunkt profitiert.

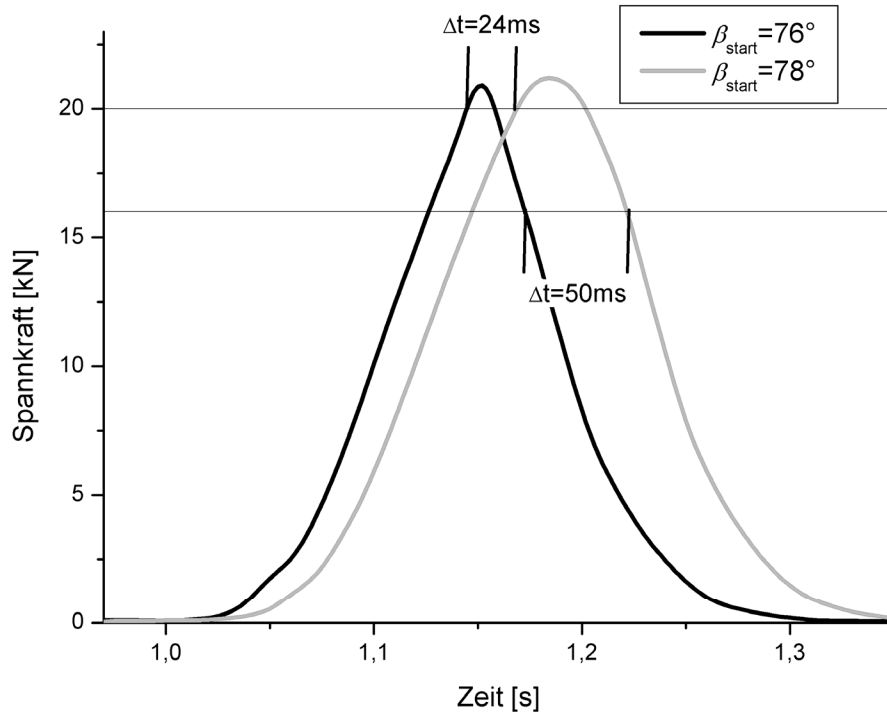


Bild 5–7: Reversierversuch für zwei unterschiedliche Startwinkel

Die Beispiele zeigen, dass der Kniehebel mithilfe der Verschleißnachstellung verstellt werden kann. Damit wird eine Voraussetzung für den Einsatz eines nichtlinearen Getriebes mit einer wegabhängigen Übersetzung erfüllt, die der veränderlichen Verbraucherkennnung über der Standzeit der Bremse Rechnung trägt. Gleichzeitig lassen sich aber auch über die Anpassung der Übersetzungskennung im Betrieb der Bremse für eine quasi konstante Verbraucherkennnung deutliche Unterschiede im Verhalten erzielen. Zum einen besteht die Möglichkeit, einen hohen Startwinkel einzustellen, um das Getriebe in einem hohen Übersetzungsbereich zu betreiben, mit dem Vorteil eines niedrigen Haltemoments und damit niedriger Leistungsaufnahme während der Bremsphase und dem Nachteil einer niedrigeren Dynamik. Zum anderen lässt sich durch die Einstellung eines niedrigen Startwinkels die Dynamik erhöhen, die dann zu Lasten der statischen Eigenschaften geht.

5.2 Selbstverstärkung

Im Kapitel 3 ist bereits beschrieben, dass die Selbstverstärkung nicht nur einen Beitrag zur Auflösung des Zielkonflikts hinsichtlich der statischen und dynamischen Eigen-

schaften der Bremse leisten kann, sondern hauptsächlich durch Nutzung der kinetischen Fahrzeugenergie die Betätigungsenergie und damit die elektrische Energie- und Leistungsaufnahme reduziert. Dieses Ersparnis beschränkt sich selbstverständlich nur auf die Bremsphase, so dass es von Parametern während (Höhe der Verzögerung) und außerhalb der Bremsbetätigungen (Anzahl der Bremsungen) abhängt, wie hoch die Gesamtersparnis durch den Einsatz der Selbstverstärkung sein kann. Das impliziert die Frage, welches Potenzial der Einsatz der Selbstverstärkung bietet und welche Kriterien bei der Auslegung der Selbstverstärkung angewandt werden können. Dazu werden Betrachtungen im Energie- und im Kraftmaßstab durchgeführt. Ferner wird untersucht, ob sich aus regelungstechnischer Sicht Einschränkungen offenbaren, die das volle Potenzial der Selbstverstärkung nicht erschließen lassen.

5.2.1 Energetische Betrachtung

Für die energetische Abschätzung des Potenzials sind zwei Parameter entscheidend. Das sind zum einen die Höhe der Selbstverstärkung, die aufgrund von Reibwertstreuungen tatsächlich im Fahrbetrieb erreicht werden kann, und zum anderen die Häufigkeit der Bremsungen in Verbindung mit der Stärke der Abbremsung. Zunächst müssen Abhängigkeiten definiert werden, die bereits im ungebremsten Zustand existieren. Um die Bremse jederzeit betätigen zu können, bedarf es einer dauerhaften Energieversorgung, die nicht nur die Bereitschaft aufrechterhält, sondern auch die benötigte Sensorik und den oder die Prozessrechner versorgt. Darüber hinaus überwacht sich die Anlage ständig, kommuniziert mit übergeordneten Systemen, und eventuell sind über das EMB Zusatzfunktionen wie beispielsweise das Trockenbremsen der Scheibe realisiert [13]. Dadurch hat das System eine Grundlast, die unabhängig vom Konzept der Radbremse Leistung benötigt. Diese von vielen Parametern abhängige Größe wurde 1997 mit 100W beziffert [40], aber es ist davon auszugehen, dass nicht zuletzt wegen der schon heute überlasteten Bordnetzsituation erheblicher Aufwand in die Verminderung der Grundlast gesteckt wird [71], [92], [151]. Da genaue Werte nicht vorliegen, wird die Stand-by-Leistung als abhängige Kenngröße belassen.

Als weitere Kenngröße ist die Anzahl der Bremsungen einzubeziehen, beziehungsweise der Anteil der Bremszeit an der Fahrzeit. In Verbindung mit der mittleren Verzögerung aller Bremsvorgänge ergibt sich der Anteil der Leistungsaufnahme der Bremse an der Gesamtleistungsaufnahme, der durch die Selbstverstärkung reduziert werden kann. Da sich in der Literatur keine Hinweise zu den o.a. Größen finden lassen, wurden Messdaten aus dem Schwungmassenprüffeld der Continental Teves AG & Co. oHG herange-

zogen. Diese sind Ergebnis eines Verschleißdauerlaufs, der in Anlehnung an den Fahrversuch über mehrere tausend Kilometer den „Bremsenalltag“ abbildet. Das Kollektiv setzt sich zusammen aus Stadt- und Autobahnfahrten ebenso wie aus Überlandfahrten in unterschiedlicher Geländetopografie [124]. Für die Abschätzung wurden die Messergebnisse von vier willkürlich ausgesuchten Fahrzeugen ausgewertet, die verschiedenen Fahrzeugklassen angehören und sich in den Radbremsen (Scheibe, Sattel, Belag) unterscheiden. Ergebnisse sind eine mittlere Abbremsung von $\bar{z} = 21,42\%$ sowie ein Anteil von rund $\tau = 5\%$ Bremszeit an der Fahrzeit.

Die elektrische Leistungsaufnahme der Radbremse errechnet sich zu

$$P = U \cdot I = U \cdot \frac{M}{K_T} \quad (5-1)$$

Für den Continental Teves Aktor V3.x (Bild 2–3, S. 9) ergibt sich für eine Verzögerung von 1g eine Leistungsaufnahme von rund $P_{Aktor,1g} \approx 370W$ ($M_{1g} \approx 2Nm$, $K_T = 0,2285Nm/A$, $U = 42V$ [154]). Bei einer zugrunde liegenden Bremskraftverteilung von 66,6% auf der Vorderachse sowie einem Fahrzeug mit ausschließlich elektrisch betätigten Radbremsen und möglicher Nutzung der Selbstverstärkung auf den Bremsen der Vorderachse ergibt sich die dreifache Leistung für das Gesamtfahrzeug, von der 2/3 durch die Selbstverstärkung reduziert werden kann. Die Höhe der erreichbaren mittleren Selbstverstärkung im Betrieb kann als Wirkungsgrad der Selbstverstärkung η_{SV} definiert werden (vgl. Gleichung (5-3)). Insgesamt ergibt sich in Verbindung mit der mittleren Abbremsung \bar{z} die Gesamtenergie (nach [13]) zu:

$$E_{ges} = t_{ges} \cdot \left(P_{Standby} + P_{Aktor,1g} \cdot \tau \cdot \bar{z}^2 \cdot (3 - 2 \cdot \eta_{SV}) \right) \quad (5-2)$$

Mit der Konzentration in der Diskussion auf die mittlere Leistung während der Bremsung zeigt **Bild 5–8** den Anteil der Bremsbetätigungsenergie an der Gesamtenergie für das Gesamtfahrzeug über den Größen Stand-by-Leistung und Wirkungsgrad der Selbstverstärkung. Mit zunehmendem Wirkungsgrad sinkt die Bremsenergie und damit auch der Anteil an der Gesamtenergie. Zu sehen ist der exponentielle Einfluss der Stand-by-Leistung und der mit fallender Stand-by-Leistung stärker werdende Einfluss der Selbstverstärkung.

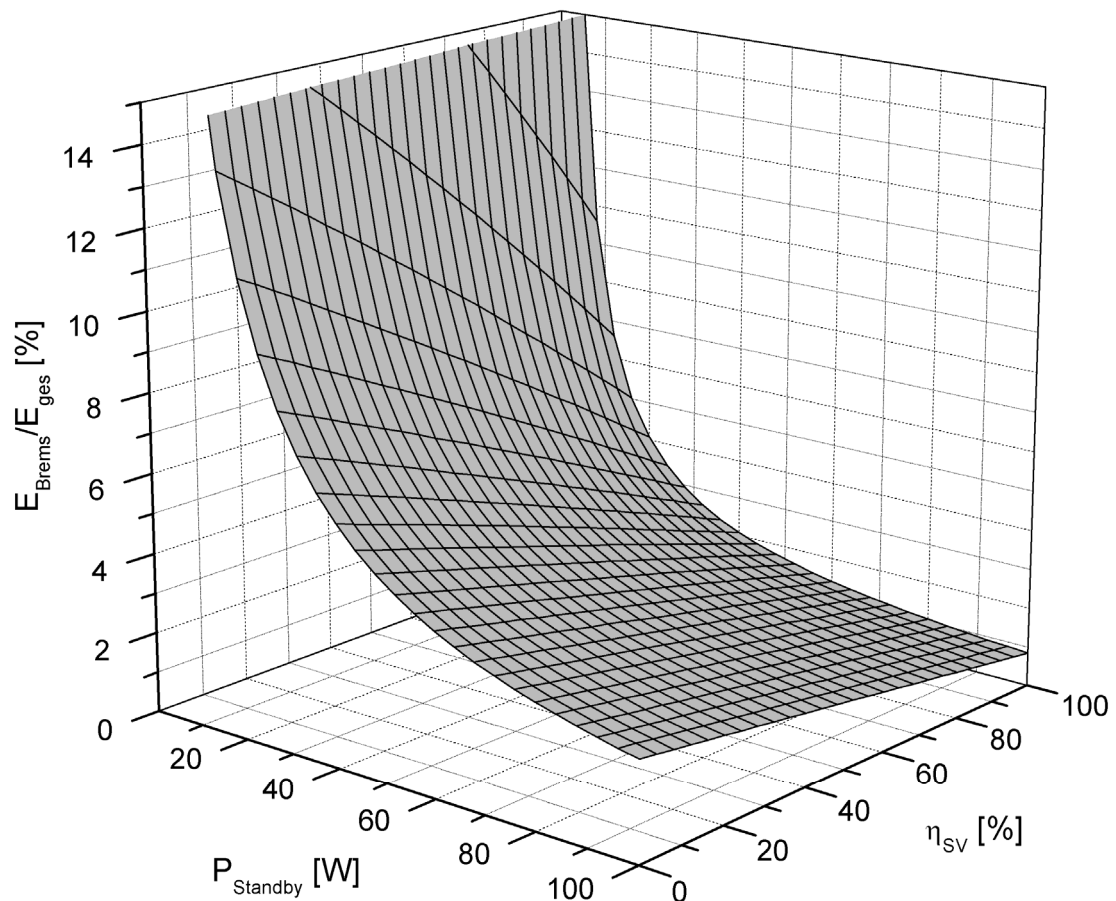


Bild 5–8: Anteil der Bremsenergie an der Gesamtenergie in Abhängigkeit von $P_{Standby}$ und mittlerem energetischen Kennwert

Zur Ermittlung des Wirkungsgrads der Selbstverstärkung η_{sv} wird ebenfalls auf die Ergebnisse des Verschleißdauerlaufs [124] zurückgegriffen, die zwar keinesfalls repräsentativ sind, aber deutlich zeigen, mit welchen unterschiedlichen Eigenschaften und Verhalten zu rechnen ist, ohne den Anspruch zu haben, mit den Beispielfahrzeugen alle Eventualitäten abzudecken. Neben den mittleren Verzögerungen wird unter der Annahme eines konstanten Reibradius über alle Bremsungen aus den Messgrößen Druck und Moment der mittlere Reibwert errechnet. Insgesamt bewegen sich die Reibwerte in einem Intervall $\mu = 0,2 \dots 0,6$, was sich auch mit allgemeinen Literaturangaben deckt [69], [167]. Allerdings wird dieses Intervall nicht von jedem Fahrzeugen abgedeckt, sondern lediglich eine verschieden große Teilmenge.

Die Selbstverstärkung soll nun derart ausgelegt werden, dass die erreichbare mittlere Selbstverstärkung über die betrachteten Betätigungen maximiert wird. Dadurch reduziert sich die Betätigungsenergie und damit die Leistungsaufnahme. Hierfür ist der Reibwertverlauf von untergeordneter Bedeutung. Vielmehr ist die mittlere Betätigungs-

energie dann minimal, wenn häufig die Reibwerte vorliegen, bei der die Selbstverstärkung unendlich hoch und damit die Betätigungskraft null ist. **Bild 5–9** zeigt das Histogramm der Reibwertverteilung für die vier einzelnen Fahrzeuge sowie für die Summe aller Fahrzeuge, die sich aus allen vorkommenden Reibwerten ergibt. Die aus den Messergebnissen errechneten Reibwerte wurden in Klassen zusammengefasst, die sich durch Runden auf zwei Nachkommastellen ergeben.

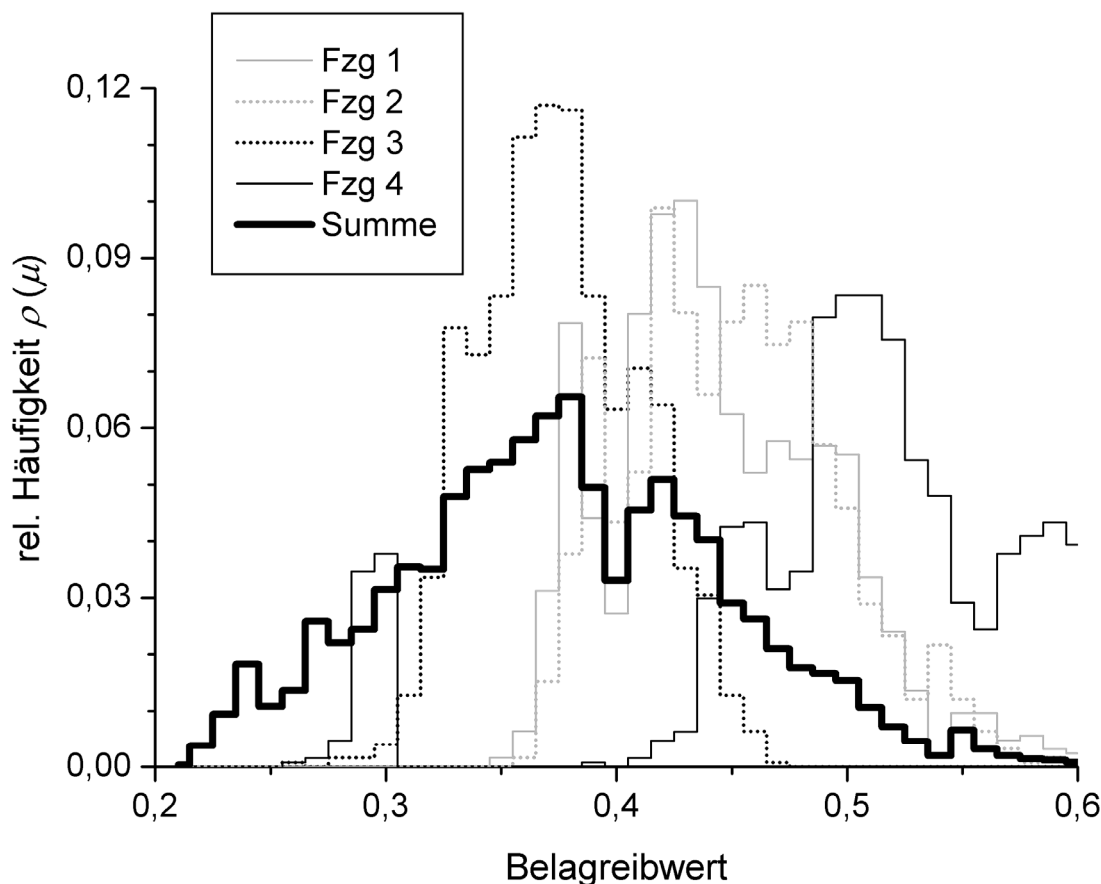


Bild 5–9: Histogramm der Reibwertverteilung

Zur Berechnung der Energieeinsparung gegenüber der konventionellen elektrischen Bremse ohne Selbstverstärkung dient der Unterschied zwischen der Betätigungs- und der Spannarbeit, die ohne Selbstverstärkung gleich groß sind (vgl. Gleichung (3-9), S. 24). Damit ergibt sich für jede Reibwertklasse ein E^* und multipliziert mit der relativen Häufigkeit über alle Klassen ein mittlerer energetischer Bremsenkennwert \bar{E}^* :

$$\bar{E}^* = \int \rho(\mu) \cdot |E^*| d\mu = 1 - \eta_{sv} \quad (5-3)$$

Bild 5–10 zeigt für jedes einzelne Fahrzeug und für alle Fahrzeuge zusammen den mittleren energetischen Kennwert über dem Keilwinkel α . Zu erkennen ist, dass die indivi-

duelle Auslegung zu einem \bar{E}^* von rund 0,1 führt, was einem Wirkungsgrad der Selbstverstärkung von rund 90% entspricht (Bild 5–8). Die Höhe ist abhängig von der Breite des Reibwertintervalls und der Streuung des Reibwerts innerhalb des Intervalls. Werte für $\bar{E}^* > 1$ bedeuten eine Erhöhung des energetischen Aufwands durch die Selbstverstärkung, die sich aufgrund des sehr spitzen Keilwinkels in Verbindung mit hohen Belagreibwerten ergibt, bei denen mit höherer Kraft am Belagkeil gezogen werden muss, als es nötig wäre, um auf einen nicht selbstverstärkenden Belag zu drücken.

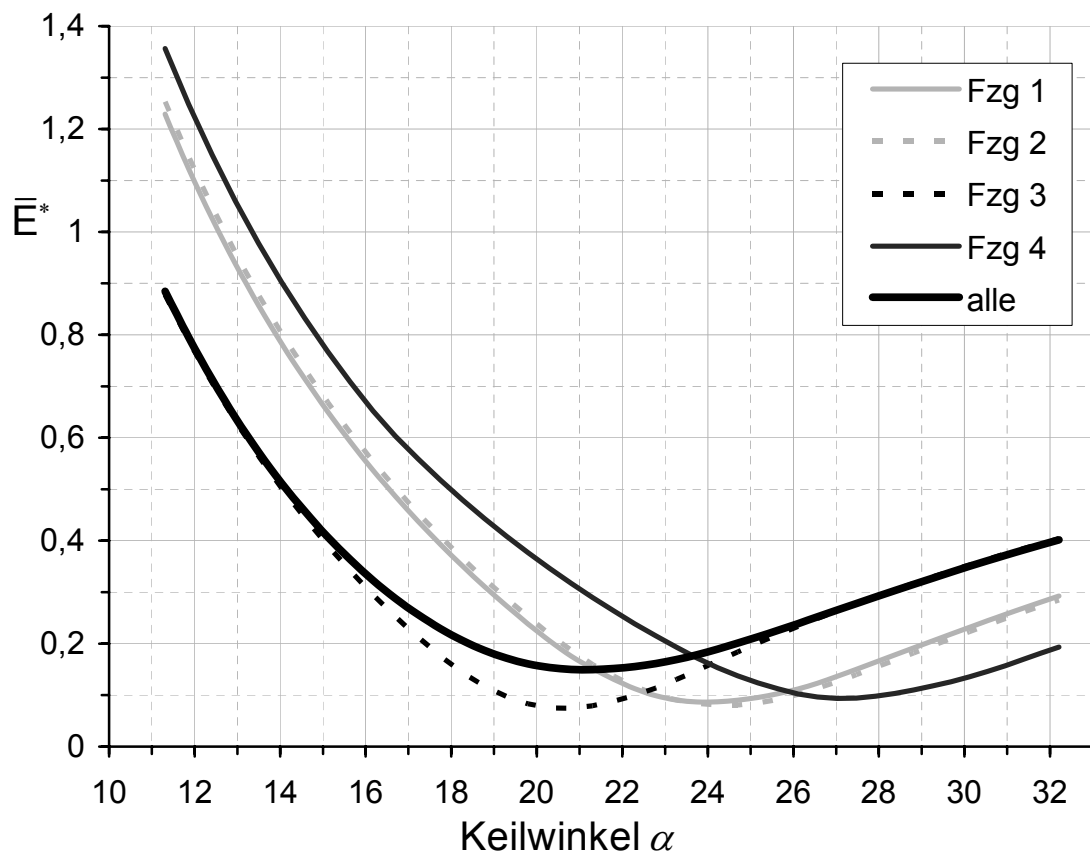


Bild 5–10: \bar{E}^* in Abhängigkeit des Keilwinkels α

Eine generelle Auslegung für alle Fahrzeuge ergibt sich aus der zusammengefassten Vorkommenshäufigkeit und Verteilung aller Reibwerte. Mit einer derart ausgelegten Bremse, die einen Keilwinkel von $21,3^\circ$ (errechnet ohne Wirkungsgradverluste) besitzt, lässt sich ein Wirkungsgrad der Selbstverstärkung von 85% erzielen, der aber bezogen auf jedes einzelne Fahrzeug stark streut. Wird dieser Keilwinkel in die Bremsen der vier Vergleichsfahrzeuge gebaut, schwankt η_{SV} von weniger als 70% für das Fahrzeug 4 bis über 90% für das Fahrzeug 3.

In den gezeigten Beispielen lässt sich für jedes der vier Fahrzeuge bei fahrzeugindividueller Auslegung der Selbstverstärkung ein Wirkungsgrad der Selbstverstärkung von rund 90% erzielen, wenn die Reibwerte und deren Häufigkeitsverteilung bekannt sind. Normalerweise ist das während der Konstruktionsphase nicht der Fall. Daher müssen für die Auslegung der Selbstverstärkung Annahmen getroffen werden. Dies kann beispielsweise der mittlere Reibwert im Auslegungsintervall sein, der gleichzeitig der nominelle Reibwert ist. Die Analyse aller vier Fahrzeuge ergibt zufällig, dass der mittlere Reibwert auch am häufigsten vorkommt. Damit wird zwar rechnerisch ein Wirkungsgrad der Selbstverstärkung von über 85% erreicht, bei der Einzelbetrachtung fällt der Wert aber unter 70%.

In Verbindung mit Bild 5–8 zeigt diese Abschätzung unter vereinfachten Annahmen, dass sich der Einsatz der Selbstverstärkung aus energetischer Sicht bezogen auf das Gesamtsystem zunächst kaum lohnt. Allerdings muss das Bordnetz des Fahrzeugs nicht auf die mittlere Leistung ausgelegt werden, sondern auf die maximal auftretenden Leistungsspitzen. Letztere werden über die Selbstverstärkung durch die Energieersparnis während der Bremsung auch reduziert. Die Leistungsaufnahme eines Aktors für den Spannkraftaufbau errechnet [13] beispielhaft zu rund $P_{Aktor,lg} \approx 500\text{W}$ (1g, $m_{fzg} = 2.000\text{kg}$, Bremskraftverteilung 66,6% VA, $t_{auf} = 50\text{ms}$, vgl. Gleichung (3-19)), die wie in Gleichung (5-2) dreimal im Fahrzeug vorkommt. Unter Vernachlässigung einer hohen Anfangslast zur Überwindung der Trägheiten in der Radbremse, die durch Kondensatoren soweit reduziert werden kann, dass die Anfangslast das Bordnetz nicht belastet [55] und einer Reduktion der Last durch den Einsatz der Selbstverstärkung nur auf der Vorderachse, ergibt sich der Verlauf der Bremsleistung über dem Wirkungsgrad der Selbstverstärkung in **Bild 5–11**.

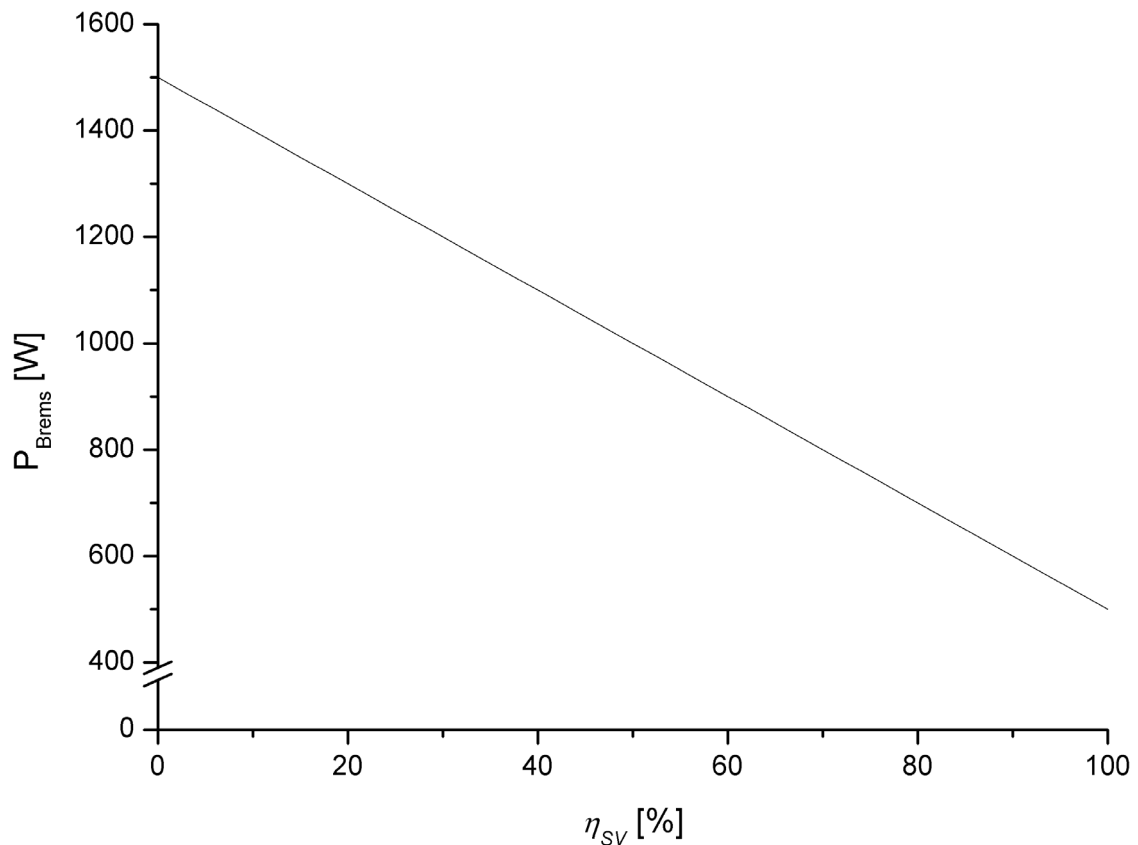


Bild 5–11: Mittlere Leistungsaufnahme aller Radbremsen

Das Einsparpotenzial erlaubt den Einsatz kleinerer Motoren, die wegen ihrer geringeren Masse nicht nur die reifengefederten Massen reduzieren, sondern auch zu einem niedrigerem Massenträgheitsmoment führen und damit die Dynamik der Bremse verbessern. Durch die niedrigere elektrische Leistungsanforderung ergeben sich Kostenvorteile bei der Leistungselektronik für die Versorgung der einzelnen Radbremsen einerseits, sowie zusätzliche Gewichtsersparnis durch dünnere Kabel, einen kleineren Generator und geringer dimensionierte Batterien für das gesamte Bordnetz andererseits [53]. Darüber hinaus lässt sich durch die geringere Bordnetzbelastung unter bestimmten Voraussetzungen der Betrieb auch von Vorderachsaktoren im 12V/14V Bordnetz darstellen [54].

5.2.2 Betrachtung der Kräfte

Ein weiterer Aspekt bei der Auslegung der Selbstverstärkung ist die Reduzierung der Betätigungskraft. Auch für diese Abschätzung wird auf die bekannten Messergebnisse der vier Fahrzeuge zurückgegriffen. Im Kraftmaßstab sind Höhe und Verteilung der Verzögerung und Reibwerte nicht wichtig. Dafür tritt die allgemeine Forderung in den Vordergrund, dass auch bei kleinsten möglichen Reibwerten die zur Maximalverzögerung notwendigen Umfangskräfte erreicht werden. Daraus ergibt sich nach Gleichungen (3-4) und (3-6) die Betätigungskraft zu

$$F_{Bet} = 0,5 \cdot F_{U,ges} \left(\frac{1}{\mu} - \frac{1}{\tan \alpha} \right) \quad (5-4)$$

Ein grundsätzlicher Vorteil der EMB ist die Möglichkeit des aktiven Zurückziehens der Beläge (vgl. Kap. 2). Übertragen auf die Selbstverstärkung bedeutet diese Funktion, am Belag zum Aufrechterhalten einer Spannkraft gleichermaßen ziehen und drücken zu können. Nur für einen Reibwert, auf den die Selbstverstärkung ausgelegt ist, wird die Betätigungskraft null. Steigt der Reibwert an, erhöht sich die Spannkraft, fällt er unterhalb den Auslegungswert, muss am Belag gezogen werden. Da die erforderliche Getriebeübersetzung zwischen Motormoment und Betätigungskraft auf die Maximalkraft ausgelegt ist, ist die erforderliche Übersetzung dann minimal, wenn gilt:

$$F_{Bet}(\mu_{min}) = -F_{Bet}(\mu_{max}) \quad (5-5)$$

In Verbindung mit Gleichung (5-4) errechnet sich der benötigte Keilwinkel zu

$$\tan \alpha = \frac{2}{\frac{1}{\mu_{min}} + \frac{1}{\mu_{max}}} \quad (5-6)$$

bei dem die Zug- und Druckkraft am Belag gleich groß sind.

Bild 5–12 zeigt den Verlauf der Betätigungskraft über dem Reibwert im Vergleich mit und ohne Selbstverstärkung. Im schon erwähnten Beispiel von [13] beträgt die erforderliche Umfangskraft für 100% Abbremsung rund 13kN, was als Grundlage für die Gegenüberstellung dient. Während die Maximalkraft der Bremse ohne Selbstverstärkung 33kN beträgt, reduziert sich diese Kraft mit Selbstverstärkung, die so ausgelegt ist, dass das ganze Reibwertintervall für alle Fahrzeuge abgedeckt ist, auf 11kN. Dieser Wert kann noch reduziert werden, wenn die Bremsen der vier Fahrzeuge individuell ausgelegt werden. Die größte Reduktion ist möglich bei kleinen Intervallen und hohen Reibwerten. Trifft beides zu, kommt das Fahrzeug 1 mit einer Maximalkraft von weniger als 4kN aus.

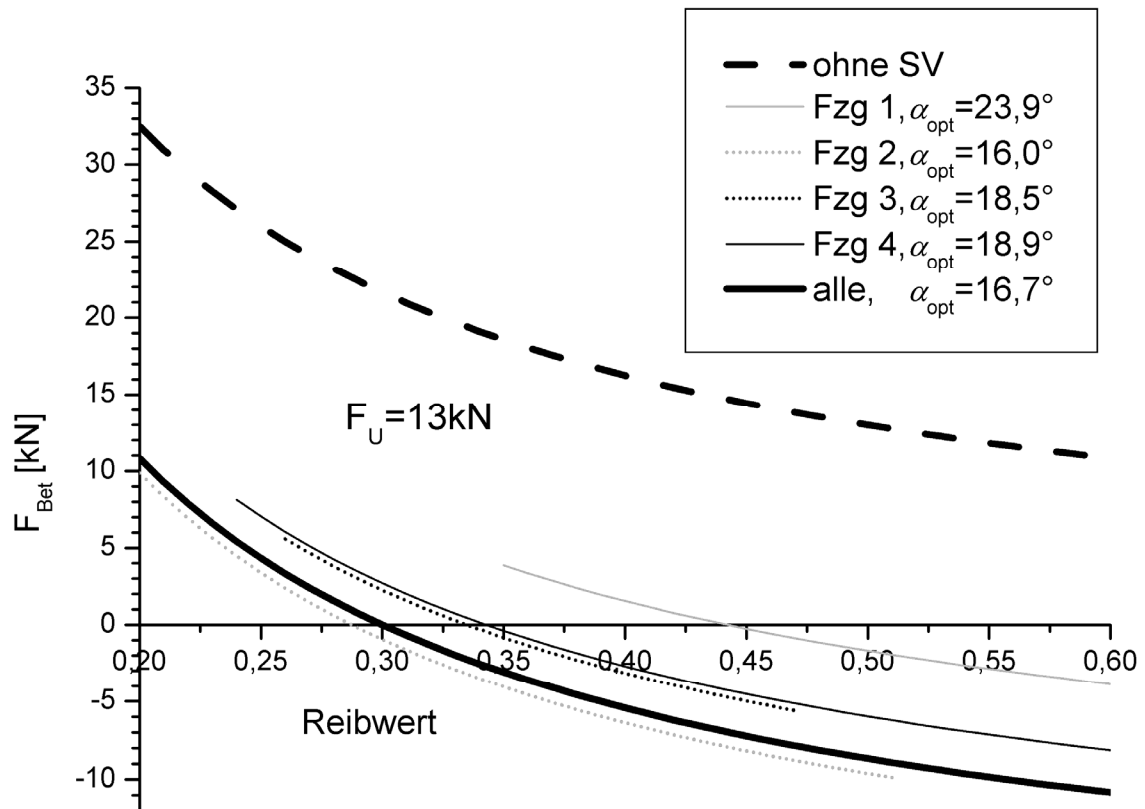


Bild 5–12: Erforderliche Betätigungskraft

Die Funktionalität des Belagkeils kann überdies dadurch erweitert werden, dass er auch als translatorisches Getriebe genutzt wird (vgl. Kap. 3.1), indem der Keil nicht senkrecht zur Spannrichtung betätigt wird, sondern unter einem Krafteinleitungswinkel $\beta < 90^\circ$. Dann erweitert sich Gleichung (5-4) um die Getriebeübersetzung zu:

$$F_{Bet} = 0,5 \cdot F_{U,ges} \cdot \left(\frac{1}{\mu} - \frac{1}{\tan \alpha} \right) \cdot \frac{1}{\frac{\cos \beta}{\tan \alpha} + \sin \beta} \quad (5-7)$$

Unter dem Winkel $\beta = 90^\circ$ (scheibensenkrechte Krafteinleitung) ist die Übersetzung $i = 1$ und damit die Betätigungskraft maximal. Mit abnehmendem β steigt die Übersetzung und der Betrag der Betätigungskraft sinkt. **Bild 5–13** zeigt den Verlauf der Kraft in Abhängigkeit des Reibwerts und des Betätigungswinkels für einen Keilwinkel von $\alpha = 16,7^\circ$ und der benötigten Umfangskraft von 13kN unter Vernachlässigung der Reibung.

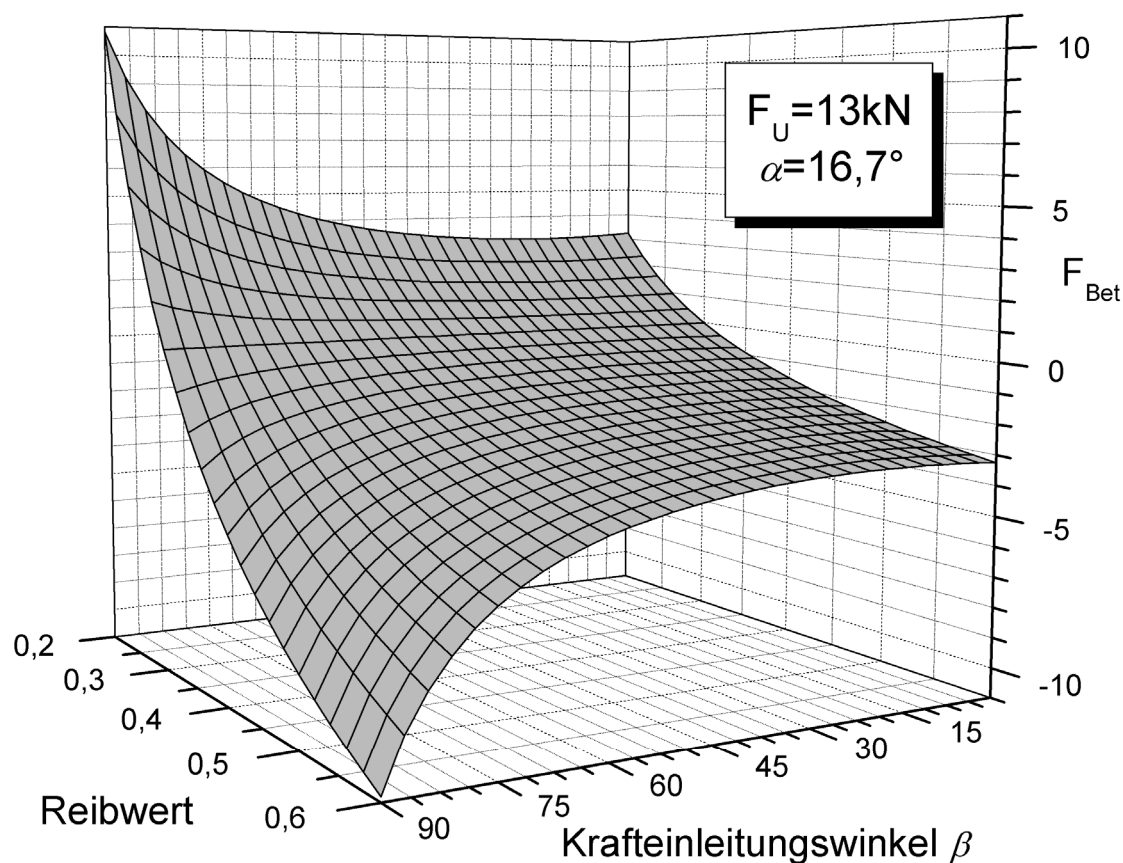


Bild 5–13: Betätigungskraft in Abhängigkeit vom Reibwert und Krafteinleitungswinkel β

Das Minimum der Betätigungskraft ist allgemein erreicht, wenn gilt $\beta = \alpha$. Mit dieser Wahl des Betätigungswinkels reduziert sich für die allgemeine Auslegung der Selbstverstärkung über das gesamte Reibwertintervall die Betätigungskraft auf etwas über 3kN und liegt damit um den Faktor 10 unter der Bremse ohne Selbstverstärkung. Bei einer individuellen Auslegung reduziert sich für das Fahrzeug 1 die Betätigungskraft nochmals um die Hälfte, **Bild 5–14**. Auch hier ist das engere Reibwertintervall in Verbindung mit dem hohen mittleren Reibwert von großem Nutzen.

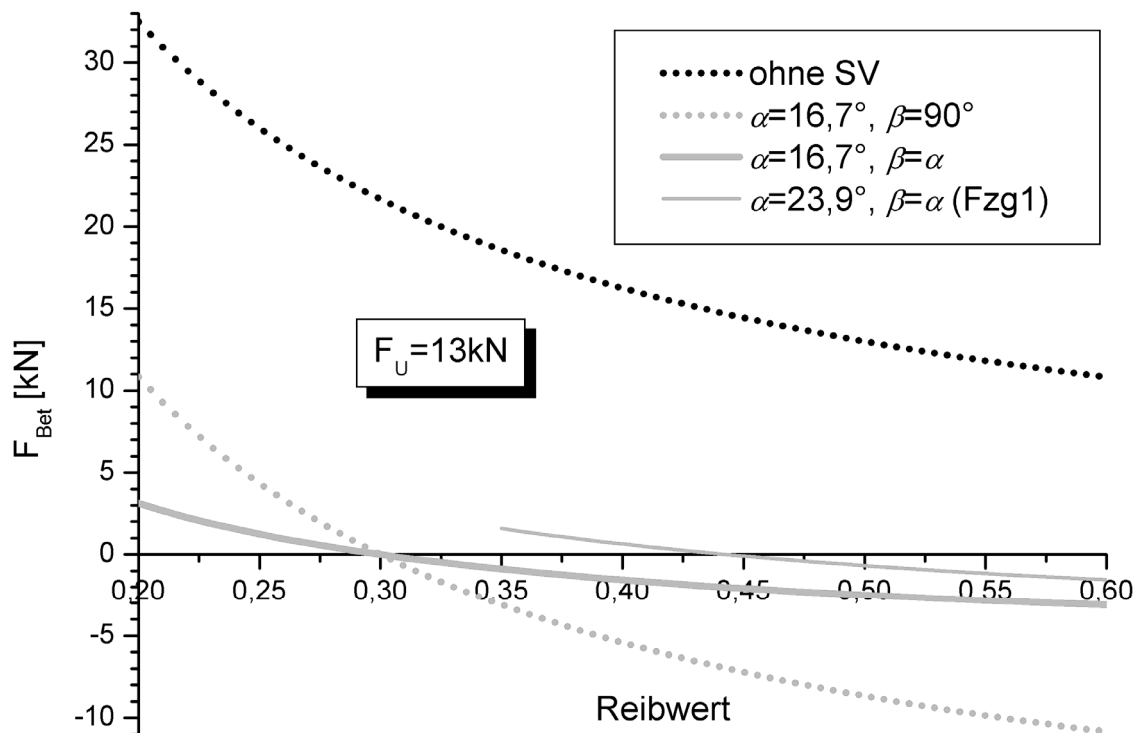


Bild 5–14: Reduktion der Betätigungskraft durch die Auslegung des Belagkeils

Somit kann bei der Funktionsintegration der gleichzeitigen Nutzung des Belagkeils zur Selbstverstärkung und als Getriebe die maximal benötigte Betätigungskraft gegenüber der herkömmlichen elektrisch betätigten Bremse um eine Größenordnung reduziert werden, von der aber nur ein Drittel als zusätzliche Energie aus der Selbstverstärkung die Betätigung entlastet und einen energetischen Vorteil bietet. Gemäß Gleichung (3-4) (Seite 22) erhöht sich C^* bei einem Reibwert von $\mu = 0,2$ durch die Selbstverstärkung um den Faktor drei und mit gleichzeitiger Nutzung des Keils als Getriebes um das zehnfache. Dagegen bleibt der energetische Kennwert für beide Fälle unverändert bei $E^* = \frac{1}{3}$ (Gl. (3-9), Seite 24).

Dennoch ergibt sich für die Gesamtkonstruktion der Bremse, dass eine Getriebeübersetzung von $i \approx 3,5$ im Keil genutzt werden kann. Wird der Keil beispielsweise durch eine Spindel betätigt, kann eine große Steigung gewählt werden, und das rotatorische Spindellager trägt gegenüber der konventionellen elektrischen Bremse ein Zehntel der Last. Beides bedeutet eine Verbesserung des Getriebewirkungsgrads [16]. Darüber hinaus findet aufgrund der zur Abstützfläche parallelen Betätigung keine Relativbewegung zwischen Betätigung und Belagkeil statt, so dass keine Querkräfte in die Spindel eingeleitet werden.

5.2.3 Dynamik

Die Aussagen des vorherigen Kapitels gelten alle für den quasistatischen Fall. Der Grenzfall für sowohl die statische als auch die dynamische Auslegung tritt dann ein, wenn die Betätigungskraft null ist. Statisch bedeutet dies, dass der Aktor kraftfrei ist und die Spannkraft sich nur durch Variation des Betätigungswegs ändert. Die maximale Spannkraft ist theoretisch dann erreicht, wenn der Betätigungsweg erschöpft ist. Für die Dynamik bedeutet der betätigungskraftfreie Zustand, dass ausschließlich die Massenträgheiten überwunden werden müssen – sowohl beim Spannen als auch beim Reversieren. Mit abfallendem Reibwert steigt die Gegenkraft an, die der Aktor aufbringen muss. Das heißt beim dynamischen Zuspinnen muss der Motor gegen die Spannkraft arbeiten und verliert an Dynamik. Beim Reversieren hilft die Gegenkraft den Motor abzubremesen und in die Gegenrichtung zu beschleunigen. Damit wird die Reversierzeit kürzer.

Mit steigendem Reibwert zieht die Umfangskraft am Belag in die Richtung, in die der Motor drückt, wodurch sich der Zuspinnvorgang beschleunigt. Gleichzeitig wird sich das Reversieren verlangsamen, da der Motor die Massen abbremesen und zusätzlich gegen die Selbstverstärkung arbeiten muss. Bei einer quasistatischen Auslegung des Aktors wird ihm das nicht gelingen. Also müssen im Aktor genügend Kraft- oder im Getriebe Übersetzungsreserven vorgehalten werden, so dass er jede Kraft sicher dynamisch anfahren kann, ohne Überschwinger in der Spannkraft zu produzieren, die nicht nur die Bauteile belasten, sondern auch das Rad zu blockieren droht. Mit zunehmendem Reversierkraftniveau wird diese Aufgabe schwieriger, da die Umfangskraft aufgrund der Verbraucherkennnung überproportional mit dem Betätigungsweg steigt. Dem kann dadurch entgegengewirkt werden, dass die Kraftaufbaudynamik regelungstechnisch auf die Kraftaufbauzeit begrenzt wird, die bei maximaler positiver Betätigungskraft (minimaler Reibwert) erreicht wird. Eine Zunahme des Reibwerts führt dann nicht mehr zu kürzeren Zeiten. Im Fall einer benötigten negativen Betätigungskraft wird der Motor den Kraftaufbau bremsen mit der Folge kleinst-möglicher kinetischer Energie beim Reversieren und hoher Reversierdynamik.

5.2.4 Regelbarkeit

In der allgemeinen Vorstellung ist die Kraft-/Wegkennlinie der Beläge stetig, im Lüftspielbereich monoton und im Spannkraftbereich streng monoton (z. B. [13], [16], [135], [154], [159]). Damit ist jedem Weg eindeutig eine Kraft zugeordnet und im Spannkraftbereich auch umgekehrt [28]. Zwar unterliegt diese Kennung im Betrieb gewissen Schwankungen, die mathematischen Eigenschaften bleiben jedoch erhalten. Für die Re-

gelung der Bremse wird eine Lageregelung des Motors verwendet, der verschiedene andere Regelkreise überlagert werden können (Spannkraft, Bremsmoment, Spindelkraft, etc.). Die Lageregelung (und damit die überlagerte Regelung) wird prinzipiell dann funktionieren, wenn der Zusammenhang zwischen Spannweg und Motorposition eindeutig ist, so dass der Motor auf eine Änderung der Führungsgröße richtig reagieren kann, also bei nötiger Krafterhöhung zufährt und bei Krafterniedrigung entsprechend auffährt.

Als erster Fall wird die Bremse bei stehender Scheibe betrachtet, so dass die Umfangskraft und damit die Selbstverstärkung null sind. Da in der Bremse nur formschlüssige Getriebe verbaut sind (Spindeltrieb, Zahnrad, Keil), wird der Motorwinkel schlupffrei übersetzt, und aufgrund der konstanten Kennungen der Getriebestufen ist der Zusammenhang zwischen Drehwinkel und Belagweg linear. Aufgrund von Reibung wird sich zwischen dem Hin- und Rückweg eine Kraft- aber keine Weghysterese ergeben, solange die Spannkraft dem Motormoment entgegengesetzt wirkt und damit das System vorgespannt ist und Getriebe lose aufgebraucht sind. Erst wenn der Motor schneller zurückdreht, als das Getriebe folgen kann, werden die Spiele durchfahren, und eine Weghysterese wird die Folge sein.

Im nächsten Fall wird unter Umfangskraft betätigt, die durch die Selbstverstärkung eine Zusatzkraft in das System einleitet. Dadurch ändert sich die Betätigungskraft, die je nach Auslegung und Reibwert auch null oder negativ werden kann. Die Umfangs-, Betätigungs- und Zusatzkräfte wirken am selben Bauteil und können nur die durch die gegebene Kinematik vorgegebenen Wege zurücklegen. Damit ändert sich weder der lineare Zusammenhang zwischen Motorwinkel und Belagweg noch die Kraft-/Wegkennlinie des Reibbelags. Folglich wird mit einer Zustellbewegung des Motors die Spannkraft ansteigen und mit einer Zurückbewegung wieder fallen – in Verbindung mit der Selbstverstärkung aber auf einem variablen Betätigungskraft- beziehungsweise Momentenniveau. Auch in diesem Fall gilt die Aussage der Krafthysterese aufgrund von Reibung und Weghysterese durch Getriebe lose. Letzteres rückt jedoch bei der Selbstverstärkung stärker in den Vordergrund, da das System mit abnehmendem Betrag der Betätigungskraft weniger vorgespannt ist und diese zu null wird, wenn der Reibwert die Selbstverstärkung gegen unendlich gehen lässt. Die Summe aller Spiele zwischen Motor und Belag bestimmen in Verbindung mit der Übersetzung und der Kraft-/Wegkennlinie des Belags die resultierenden Spannkraftschwankungen, die der Regler nicht ausregeln kann. Damit reduziert sich die Regelgüte im speziellen Betriebsbereich, stellt aber die

grundsätzliche Regelbarkeit der Selbstverstärkung aufgrund der jederzeit eindeutigen Zuordnung von Motorwinkel zu Belagweg nicht in Frage.

Bild 5–15 zeigt das Ergebnis einer spannkraftgeregelten Stoppbremsung der Bremse mit Selbstverstärkung. Der Keilwinkel ist 19° und der Reibwert genügend groß, dass die Spindelkraft negativ wird. Dargestellt sind die Verläufe des Bremsmoments, der Spindel- und der Spannkraft. Mit der Höhe der Spannkraft von rund 8kN wird bei der simulierten Fahrzeugmasse eine Abbremsung von fast 7m/s^2 erreicht.

Zu Beginn der Bremsung, die mit einem Sprung der Sollkraft zum Zeitpunkt t_0 eingeleitet wird, dreht der Motor schnell hoch und bewegt den Belag in Richtung Scheibe. Erkennbar ist aufgrund der Trägheiten und Reibung ein Anstieg der Spindelkraft, der wegen der sehr hohen Gesamtübersetzung nur gering ausfällt. Sobald die Beläge die Scheibe berühren, entsteht eine Umfangskraft und das gewünschte Bremsmoment. Ersteres sorgt für die Selbstverstärkung, die so hoch ist, dass die Betätigungskraft das Vorzeichen ändert und negativ wird. Trotzdem dreht der Motor weiter in Zuspännbewegung und die Spannkraft steigt auf ihren Sollwert.

Um das Reglerverhalten bei einem Sprung des Reibwerts zu beobachten, wird bis in den Stillstand gebremst. Der Wegfall des Bremsmoments und der Umfangskraft entspricht rechnerisch einem Abfall des Reibwerts auf null. Da die Aufgabe des Reglers nach wie vor im Halten der Spannkraft besteht, steigt nach dem Wegfall der Umfangskraft die Spindelkraft an. Dazu muss das Motormoment seine Wirkrichtung ändern und dreht dabei ein Stück in Richtung Zuspännen, um die Getriebelose zu überwinden.

Die Schwingungen am Ende der Bremsung resultieren aus der Unstetigkeit des Geschwindigkeitsverlaufs am Ende des Anhaltewegs. Dadurch wird das System rotatorisch angeregt, und es entstehen Momentenschwankungen, die zu einer Schwankung der Selbstverstärkung führen, die von der Spindelkraft ausgeregelt werden, um die Spannkraft konstant zu halten.

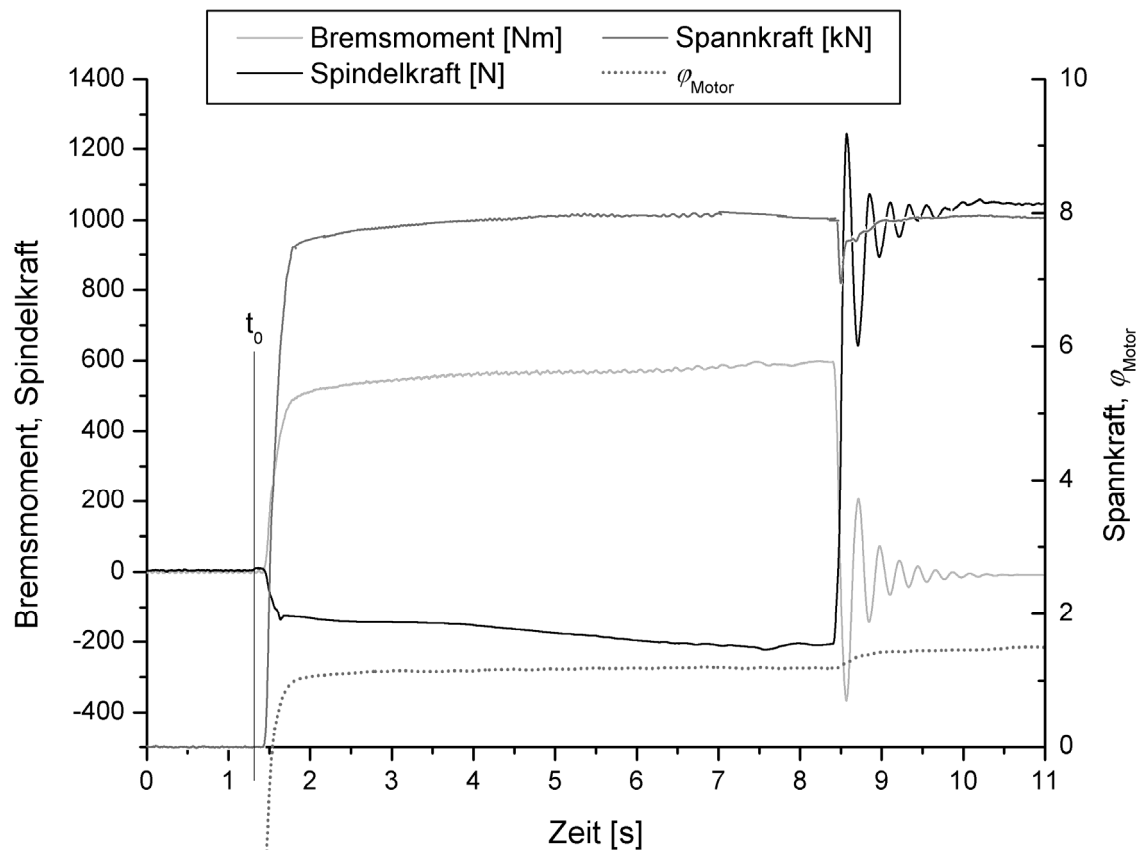


Bild 5–15: Spannkraftgeregelte Stillstandsbremsung

5.3 Vergleich der Lösungswege

Obwohl das Hauptaugenmerk in den veröffentlichten Untersuchungen der selbstverstärkenden Bremse auf der Leistungsaufnahme und Regelung liegt, finden sich in [157] auch Angaben über die Dynamik. Aus der gelüfteten Position benötigt die Bremse mit einem Keilwinkel von 40° zum Überwinden des Lüftspiels 20ms und weitere 27ms zum Erreichen von 9kN, entsprechend 90% des Sollwerts, da Zeitwerte oberhalb des Niveaus stark reglerabhängig sind. Im Stillstand – ohne Selbstverstärkung – benötigt die Bremse 13ms länger für den Spannkraftaufbau. Für diese Stoppbremse mit geregelten 10kN Spannkraft hat die Bremse im eingeregelten Zustand eine mittlere elektrische Leistungsaufnahme von 35W. Bild 5–16 zeigt die erreichten Zeiten für den dynamischen Kraftaufbau, bei dem die charakteristischen Zeitpunkte durch Geraden verbunden sind und nicht dem realen Verlauf der Kraft über der Zeit entsprechen.

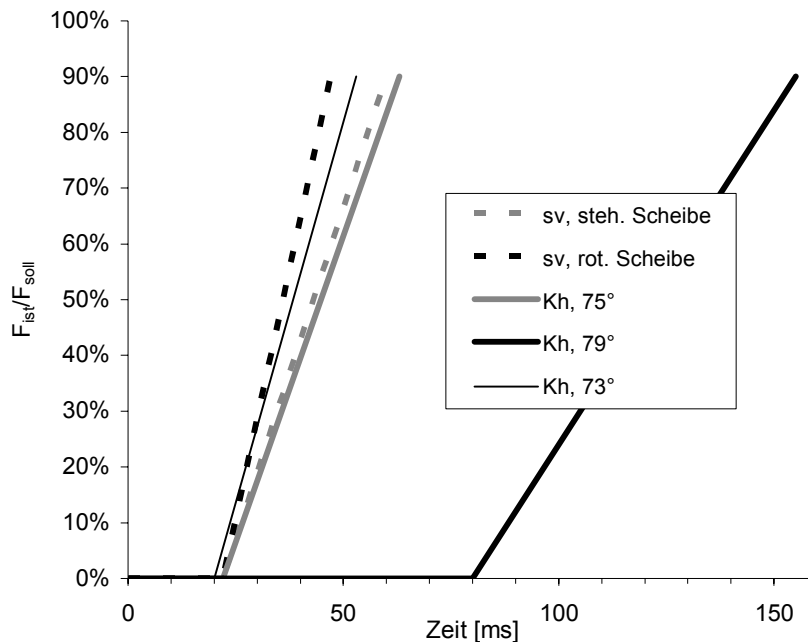


Bild 5–16: Kraftaufbauzeiten für eine Stoppbremung mit 10kN Spannkraft

Zum Vergleich wurden mit der Kniehebelbremse Versuche mit unterschiedlichen Konfigurationen gefahren. Zunächst wird der Kniehebelwinkel mit rund 75° derart eingestellt, dass die Zeiten für das Durchfahren des Lüftspiels gleich sind. Da beide Bremsen denselben Motor benutzen, kann bei vergleichbarer Übersetzung von einem ähnlichen Lüftspiel ausgegangen werden. Das Ergebnis zeigt im Schnitt, über drei hintereinander durchgeführte Messungen, gleiche Zeiten für die Bremsen zur Überwindung des Lüftspiels. Zum Kraftaufbau benötigt die Kniehebelbremse ein wenig länger, was mit unterschiedlichen Kraft-/Wegkennungen des Verbrauchers und der Änderung der Übersetzung mit dem Spannweg zu begründen ist. Das Streuband liegt bei den Wiederholungsversuchen bei $\pm 1\text{ms}$ bei der Lüftspielzeit und $\pm 5\text{ms}$ bei der Kraftaufbauzeit. Mit dieser Einstellung des Kniehebels ist die Bremse genauso dynamisch wie die Bremse mit Selbstverstärkung im Stillstand. Da bei rotierender Scheibe die Umfangskraft den Aufbau unterstützt, wird der Kraftaufbau mit dem Anlegen der Beläge an die Scheibe beschleunigt. Gleichzeitig reduziert sich die Leistungsaufnahme von über 100W bei der Kniehebelbremse auf rund 35W im eingeschwungenen Zustand der Stoppbremung. Selbst wenn der Startwinkel auf 73° reduziert wird, wird diese Dynamik mit der Kniehebelbremse kaum erreicht. Bei einer weiteren Verringerung des Startwinkels wird aufgrund der zu geringen Übersetzung die Kraft kaum mehr erreicht. Für eine vergleichbare Leistungsaufnahme muss der Übersetzungsbereich deutlich erhöht werden, und es ergibt sich ein Startwinkel von 79° . Damit bewegt sich der Kniehebel in der Lüftspielphase ebenfalls in einer höheren Übersetzung, so dass der längere Weg für den

Motor zu einer deutlichen Verlängerung sowohl der Lüftspiel- als auch der Kraftaufbauzeit führt.

Folglich können mit dem nichtlinearen Getriebe annähernd sowohl die statischen, als dynamischen Kennwerte der Bremse mit Selbstverstärkung eingestellt werden. Der große Unterschied zur Selbstverstärkung besteht allerdings darin, dass zum einen nicht beide Eigenschaften gleichzeitig zu haben sind und zum anderen nicht nur der Zielkonflikt bezüglich der Statik/Dynamik besteht, sondern ebenfalls die Erschöpfbarkeit des Weges in Verbindung mit einer Reduktion der maximal erreichbaren Spannkraft. Qualitativ war dieses Ergebnis zu erwarten, da bei der Selbstverstärkung zusätzliche Energie in das System einfließt, die der Vergleichsbremse ohne Selbstverstärkung sowohl beim Kraftaufbau als auch beim Kraft-Halten fehlt.

5.4 Fazit

Der Einsatz einer über dem Spannweg veränderlichen Getriebeübersetzung bietet die Möglichkeit, die geforderte Kraftreserve für den Fadingfall nicht im Motormoment vorzuhalten, sondern im Getriebe. Mit einem Eingangsdrehmoment von 2Nm soll die für eine Vollverzögerung erforderliche Spannkraft erreicht werden. Während die konstruierte Kniehebelbremse eine Verdopplung der Spannkraft über die Zunahme der Übersetzung ermöglicht, benötigt eine Vergleichsbremse mit konstanter Übersetzung das doppelte Motordrehmoment. Damit verdoppelt sich die Leistungsaufnahme der Bremse, die nicht nur das Bordnetz unmittelbar höher belastet, sondern es muss auch für die höhere Last ausgelegt sein. Durch das kleinere Motormoment baut der Motor kleiner und besitzt geringere Massenträgheiten, die für eine vergleichbare Dynamik die elektrischen Leistungsanforderungen weiter reduzieren.

Die Verwendung einer nichtlinearen Getriebekennung in Verbindung mit einer über dem Belagverschleiß nicht konstanten Kraft-/Wegkennlinie der Reibungsbremse erfordert eine Möglichkeit der Anpassung der Getriebekennung. Allerdings sollte die Einstellbarkeit der Getriebekennung nicht auf den Belagverschleiß beschränkt, sondern jederzeit im Betrieb ermöglicht werden, indem der Arbeits- und damit der Übersetzungsbereich des Kniehebels durch die Wahl des Startwinkels verstellt wird. Unter der Voraussetzung, dass eine Verstellbarkeit sowohl in positive als auch in negative Richtung möglich ist, eröffnet dies die Möglichkeit, im regulären Betrieb der Bremse eine Änderung vorzunehmen, um die Eigenschaften der Bremse an die aktuellen Anforderungen anzupassen, beispielsweise hinsichtlich ihrer Statik, Dynamik oder benötigter Wegre-

serven. Da die konstruktiv vorgehaltene Spannwegreserve nicht innerhalb einer Bremsung verbraucht wird, sondern die Bremse durch aufeinander folgende Bremsungen mit hohem Leistungsumsatz einen Temperaturbereich erreicht [135], in dem die Wegreserve zum tragen kommen kann, wird es ausreichen, den Reserveweg in Abhängigkeit des Belastungskollektivs anzupassen. Somit wäre es im Normalbremsfall nicht erforderlich, die komplette Wegreserve vorzuhalten, sondern diese vielmehr auf ein Minimum zu reduzieren. Damit lässt sich die Bremse in einem höheren Übersetzungsbereich betreiben, um beim stationären Bremsen das benötigte Haltemoment und somit die Energieaufnahme der Bremse zu minimieren. Die Übersetzung kann dabei soweit gesteigert werden, bis die Anforderung an die Kraftaufbaudynamik gerade noch erfüllt ist. Andererseits lässt sich mit der Verstellung des Kniehebelstartwinkels zu einer hohen Anfangsübersetzung die Dynamik der Bremse verbessern. Dadurch erhöhen sich die Haltemomente und die Leistungsaufnahme steigt. Bei der im Rahmen der Arbeit konstruierten Bremse zeigt sich wegen der über dem Weg progressiven Übersetzungskennung in Verbindung mit der kleinen Baugröße eine hohe Empfindlichkeit der Verstellung. Bereits eine Änderung von 2° führt zu einer Verbesserung der Kraftaufbauzeit für eine Vollverzögerung um 14%.

Im Gegensatz dazu kann die Selbstverstärkung den Zielkonflikt zwischen statischen und dynamischen Eigenschaften der Bremse dahingehend auflösen, dass durch den Eintrag an zusätzlicher Energie sowohl das Haltemoment und damit die Leistungsaufnahme reduziert, als auch der dynamische Kraftaufbau beschleunigt wird. Ein Auslegungskriterium bezüglich der Höhe der Selbstverstärkung besteht in der Minimierung des Gesamtenergieverbrauchs, der sich zusammensetzt aus dem Verbrauch während der ungebremsten und gebremsten Phasen. In letzterer kann der Energieverbrauch über den Einsatz der Selbstverstärkung reduziert werden. Am Beispiel einer Reibwertverteilung bei vier verschiedenen Fahrzeugen wird bei einer Bremse ohne Selbstverstärkung rund 90% der Energie im nichtgebremsten Zustand verbraucht. Für die Höhe der Reduktion der verbleibenden 10% ist neben dem Lastkollektiv auch die Höhe und Häufigkeitsverteilung des Belagreibwerts entscheidend. Für dieses Beispiel liegt die maximale Gesamtenergieersparnis im Fall einer individuellen Auslegung auf fahrzeugspezifische Reibwerte bei 9% und fällt bei einer allgemeinen Auslegung auf alle vorkommenden Reibwerte unter 7%.

Zielführender ist daher die Auslegung der Selbstverstärkung auf die kleinste erforderliche maximale Betätigungskraft. Dabei ist die Selbstverstärkung so ausgelegt, dass die

Betätigung beim höchsten Reibwert mit derselben Kraft am Belag zieht wie sie beim niedrigsten Reibwert drückt. Für die Auslegung wird im Gegensatz zur energetischen Betrachtung lediglich das vorkommende Reibwertintervall zugrunde gelegt. Im beschriebenen Beispiel fällt mit einem $E^* = \frac{1}{3}$ die maximal benötigte Betätigungskraft auf ein Drittel der benötigten Kraft ohne Selbstverstärkung. Dadurch sinkt die erforderliche Betätigungsenergie sowie die benötigte Betätigungsleistung. Infolgedessen wird das Bordnetz entlastet, und es können kleinere Motoren zum Einsatz kommen, die wiederum mit niedrigeren Trägheitsmomenten der Dynamik helfen. Durch die Verringerung der Betätigungskraft wird das Zentrallager der Bremse, über das (bei einer herkömmlichen Betätigung mit einer Spindel) die Spindelkraft mit einem Rotationsfreiheitsgrad im Gehäuse abgestützt wird, entlastet und damit dessen Wirkungsgrad ansteigen [16].

Grundsätzlich gilt für die Selbstverstärkung, dass der Belagkeil unter einem Winkel $< 90^\circ$ betätigt werden sollte, um diesen gleichzeitig als translatorisches Getriebe zu nutzen. Die Übersetzung des Keilgetriebes ist dann maximal, wenn parallel zum Belagkeilwinkel betätigt wird. Im beschriebenen Beispiel steht dadurch eine Übersetzung von $i \approx 3,5$ zur Verfügung, die ohne eine Erhöhung von Massen, Trägheiten und Wirkungsgradverlusten genutzt werden kann, da die Bauteile ohnehin vorhanden sind. Darüber hinaus entfällt zwischen der Betätigung und dem Belagkeil eine Lagerstelle, da durch die parallele Betätigung keine Relativbewegung zwischen den Bauteilen stattfindet. Gleichzeitig werden in der Führung des Belagkeils die Querkräfte aufgenommen, und die Betätigungsspindel ist somit querkraftfrei. Während durch die Funktionsintegration des Belagkeils zur gleichzeitigen Übernahme einer Getriebeübersetzung das E^* unverändert bleibt, erhöht sich das C^* der Bremse bezogen auf den Spindelausgang auf $C^*(\mu = 0,2) = 10$ beim kleinsten vorkommenden Reibwert.

Im Vergleich der adaptiven Getriebeübersetzung mit der Selbstverstärkung zeigen sich die Vorteile der zusätzlichen Energie, die durch die Selbstverstärkung in das System zurückgeführt wird. Zwar lassen sich mit der Verstellung der Getriebeübersetzung vergleichbare statische und dynamische Eigenschaften der Bremse einstellen, im Gegensatz zur Selbstverstärkung aber nicht gleichzeitig für einen Bremsvorgang. Beiden Ansätzen gemeinsam ist die Erschöpfbarkeit des Ausgangswegs und damit die Notwendigkeit einer Verschleißnachstellung.

6 Diskussion der Ergebnisse und Ausblick

6.1 Diskussion

Mit der Verwendung eines nichtlinearen Getriebes wird der Freiheitsgrad in der statischen und dynamischen Auslegung der Bremse erweitert. Dem Nachteil der Wegabhängigkeit der Übersetzung und daraus resultierenden Einschränkung der Anpassung auf eine Verbraucherkennlinie kann durch die Integration der erforderlichen Verschleißnachstellung in das Gesamtkonzept begegnet werden. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass bei einer gegebenen Verbraucherkennlinie die Anpassung der Getriebekennung deutliche Veränderungen im statischen und dynamischen Verhalten der Bremse nach sich zieht. Denkbar wäre daher, unter Einbeziehung der Nachstellung in das Regelkonzept, die Bremse jederzeit im Betrieb anzupassen. Lässt sich beispielsweise mit Hilfe der vorhandenen Sensorik ein drohender Fadingfall absehen, wird zu Beginn der Folgebremsung ein kleinerer Startwinkel eingestellt, der zu Lasten der Statik der Bremse mehr Kraft- und Wegreserve vorhält. Dazu muss eine Verstellung des Kniehebelwinkels in beide Richtungen möglich sein, die in der beschriebenen Nachstellung nicht vorhanden ist, durch einen schaltbaren Freilauf aber zu realisieren wäre. Mit dieser Funktion kann eine im Rahmen der Auslegung beliebige Kraft oder ein nutzbarer Ausgangsweg eingestellt werden, die mit ausgestrecktem Kniehebel erreicht werden.

So lässt sich mithilfe der adaptiven Getriebekennung die Feststellbremsfunktion in die Bremse ohne Mehraufwand integrieren, indem der Startwinkel so eingestellt wird, dass mit Erreichen des maximalen Ausgangswegs die für das Halten des Fahrzeugs erforderliche Spannkraft erreicht wird. Im ausgestreckten Zustand geht die Übersetzung gegen unendlich und die Betätigung wird kraftfrei. Damit ist eine Voraussetzung für die Realisierung einer Feststellbremse erfüllt.

Obwohl die nichtlineare Kennung die gezielte Auslegung hinsichtlich der statischen und dynamischen Eigenschaften ermöglicht, hebt sie zunächst den Zielkonflikt zwischen Statik und Dynamik nicht auf. Allerdings genügt der erforschten Kniehebelbremse ein Motor, der gegenüber einer Bremse mit konstanter Übersetzung und gleicher erreichbarer Maximalkraft ein halbiertes maximales Motormoment, da die Spannkraftreserve über eine Übersetzungsreserve vorgehalten wird. Dadurch ergibt sich trotz gleicher benötigter Übersetzung im Normalbremsfall eine verbesserte Dynamik wegen des kleineren und leichteren Motors, und das Bordnetz muss nur auf eine niedrigere Dauerlast im

Fadingfall ausgelegt sein. Wegen geringerer elektrischer Ströme ergeben sich Kostenvorteile für die verwendeten Leistungsbauteile der Servoverstärker und eine niedrigere Gesamtmasse des Bordnetzes durch dünnere Kabel. Eine weitere Vergleichsbasis ist eine Bremse mit konstanter Übersetzung und Verwendung desselben Motors. Im Direktvergleich der Bremsen zeigt sich eine deutliche Verbesserung der Kraftaufbau- und Reversierdynamik, da die Bremse in einem höheren Übersetzungsbereich betrieben wird. Letzteres führt gegenüber einer konstanten Getriebeübersetzung zu erhöhten Haltemomenten.

Über die nichtlineare Kennung hinaus wird das Getriebe um die Variation des Übersetzungsbereichs im Betrieb der Bremse erweitert. Mit der Verschleißnachstellung lässt sich der Abstand zwischen Kniehebel-Ausgang und Belag einstellen, um in Verbindung mit der Nockenpositionierung den Startwinkel und damit den Übersetzungsbereich des Getriebes anzupassen. So ist es im Betrieb der Bremse entweder möglich, für niedrige Haltemomente das Getriebe in einem hohen Übersetzungsbereich oder für hohe Dynamik in einem niedrigen Übersetzungsbereich zu betreiben. Dieser Zielkonflikt ließe sich nur durch eine Vergrößerung der Übersetzung im zugespannten Zustand während einer Stoppbremung auflösen. Unter der Voraussetzung, dass die Einstellung des Startwinkels und damit der Anfangsübersetzung hochdynamisch erfolgt, lässt sich unter normalen Bedingungen das Getriebe in einem hohen Übersetzungsbereich betreiben, und bei Erkennung einer Notbremssituation eine niedrigere Anfangsübersetzung einstellen. Dabei ist auch zu beachten, dass der Kniehebel mit zunehmender Übersetzung weniger Wegreserve zur Verfügung stellt, die aber ohnehin im Normalbetrieb zugunsten niedriger Haltemomente minimiert werden sollte. Im drohenden Fadingfall kann der Reserveweg durch die Einstellung einer niedrigeren Übersetzung erhöht werden.

Für die Einstellung des Startwinkels, die in der Versuchsvorbereitung manuell erfolgte, ist die Kenntnis des Kniehebelwinkels erforderlich, der im Prototyp über die Abstandsmessung der Kniehebelenden errechnet wird. Gleichzeitig erfolgt über diese Weginformation die Ermittlung der Kraft-/Wegkennlinie der Beläge, um den Übersetzungsbereich und den Reserveweg einzustellen. Wegen des variierenden Arbeitsbereichs des Getriebes kann diese Information nicht aus dem Drehwinkel des Motors errechnet werden.

Die Selbstverstärkung bringt durch die Rückführung der Umfangskraft zusätzliche Energie auf die Betätigungsseite ein. Diese Zusatzkraft hilft dem Motor, die Dynamik zu verbessern und entlastet ihn, da nun geringere Betätigungskräfte aufzubringen sind.

Abhängig ist die Höhe der zurückgeführten Energie vom Winkel zwischen Umfangskraft und Abstützung zum einen sowie dem aktuellen Reibwert zum anderen. Statisch ist die Unterstützung dann maximal, wenn die Selbstverstärkung gegen unendlich geht und damit die Betätigungskraft null wird. Auch bei der Selbstverstärkung werden die besten Ergebnisse dann erzielt, wenn die Einsatzbedingungen bekannt sind und die konstruktiven Parameter darauf ausgelegt werden können. Die beeinflussenden Parameter, die sowohl systemimmanent sind als auch fahrer- und fahrzeugabhängig, sind die Schwankungen des Reibwerts und dessen Häufigkeitsverteilung im Betrieb sowie das Lastkollektiv der Bremse im Sinne der Höhe der Abbremsungen und Anteil der Bremszeit an der Fahrzeit, da auch im nicht gebremsten Fall Energie vom System verbraucht wird. Wenn alle diese Variablen bekannt sind, lässt sich ein energetischer Vorteil abschätzen, der im beschriebenen Fall weniger als zehn Prozent beträgt. Deutlich vorhersehbarer ist die Auslegung im Kraftmaßstab, da hierfür von den genannten Variablen ausschließlich die Reibwertschwankung angenommen werden muss. Unter der Annahme eines zu erwartenden Reibwertintervalls reduziert sich gegenüber einer herkömmlichen Bremse ohne Selbstverstärkung die erforderliche statische Betätigungskraft um rund 66%. Da der Belagkeil ohnehin für die Selbstverstärkung benötigt wird, empfiehlt sich gleichzeitig die Integration der Funktion des (translatorischen) Getriebes, indem die Kraft nicht senkrecht zur Scheibe, sondern unter einem Winkel $< 90^\circ$ eingeleitet wird. Das so genutzte translatorische Getriebe erreicht dann seine maximale Übersetzung, wenn Betätigungs- und Keilwinkel übereinstimmen. Die Nutzung als Getriebe ist energetisch unabhängig von der Selbstverstärkung und dient lediglich der Funktionsintegration, um damit einen Beitrag zur Optimierung des Gesamtsystems zu leisten.

Bezüglich des Zielkonflikts zwischen statischer und dynamischer Auslegung bietet die Selbstverstärkung eine mögliche Auflösung. Beide Eigenschaften sind grundsätzlich reibwertabhängig und im empfohlenen Auslegungsfall sogar gegenläufig, da sich mit zunehmender Höhe der zurückgeführten Kraft die Zuspandynamik verbessert, während die beste Statik dann erreicht wird, wenn die Höhe der Zusatzkraft gerade ausreicht, die Betätigungskraft zu null werden zu lassen. Eine weitere Erhöhung der Zusatzkraft führt zu einer negativen Betätigungskraft und einer Verschlechterung der Statik.

Allerdings kann das volle statische Potenzial, das zu einer Reduktion der Betätigungskraft führt und damit niedrige Übersetzungen und/oder kleine Antriebsmomente erfordert, nicht ausgeschöpft werden, da bei hohen Reibwerten der Betätigungskraftüber-

schuss genügend hoch sein muss, um sowohl der hohen Zusatzkraft als auch der kinetischen Energie der zufahrenden Bremse entgegenzuwirken.

Zum großen Nachteil wird die mit abnehmendem Keilwinkel zunehmende tangential Bewegung des Belags, die zwar einerseits dazu führt, dass rechnerisch der Reibradius ansteigt, andererseits aber der Belag in seiner Kontur nicht die volle Reibringhöhe überdecken kann, damit bei hohen tangentialen Wegen der Belag über die Scheibe ragt. Dem könnte begegnet werden, indem der Belag nicht linear, sondern über eine komplizierte Kinematik auf einer Kreisbahn geführt wird, jedoch bleibt eine Verschiebung der Beläge zueinander erhalten. Letztere entfällt, wenn die Umfangskraft nicht nur wie im beschriebenen Prototyp einseitig der Bremsscheibe zurückgeführt wird, sondern auf beiden Seiten. Wegen der doppelten Umfangskraft erhöht sich für eine vergleichbare Selbstverstärkung der Keilwinkel, wäre aber mit Mehraufwand auf der passiven Seite verbunden.

Im Vergleich der Lösungswege zeigt sich, dass mit dem nichtlinearen Getriebe durch eine Anpassung der Übersetzungscharakteristik entweder die statische oder dynamische Eigenschaft der Bremse mit Selbstverstärkung annähernd erreichbar ist. Dass sie nicht gleichzeitig vorkommen, erklärt sich durch die zusätzliche Energie, die durch die Selbstverstärkung dem System zur Verfügung steht, was die Überlegenheit des Ansatzes zeigt.

Sowohl die Selbstverstärkung als auch das nichtlineare Getriebe bedeuten einen erheblichen Mehraufwand gegenüber der üblichen Motor-Spindel-Lösung. Zu nennen sind hier die höhere Anzahl an benötigten Teilen und die erforderliche Verschleißnachstellung, die im Fall des nichtlinearen Getriebes dessen Funktion allerdings deutlich erweitern kann. Für eine Einordnung der Ergebnisse bezüglich herkömmlicher Systeme fehlt für den Vergleich mit dem nichtlinearen Getriebe eine Bremse mit konstanter Getriebeübersetzung und für die Selbstverstärkung eine Bremse mit einem konventionellen Reibteil. Beide Vergleichssysteme müssten ansonsten gleiche Systemeigenschaften wie Massenträgheiten, Motor- und Verbraucherkennlinien, Wirkungsgrade, etc. aufweisen. Eine Kombination der Lösungswege scheint in Anbetracht des zu erwartenden Aufwands bezogen auf das vermutete Verbesserungspotenzial nicht empfehlenswert.

6.2 Übertragbarkeit

Für eine quantitative Abschätzung der Potenziale wurde auf Messdaten aus Versuchen mit hydraulischen Serienradbremsen zurückgegriffen, deren Messergebnisse einem

gängigen Test innerhalb der Serienentwicklung für Pkw-Scheibenbremsen entstammen. Damit wird eine praxisbezogene Beurteilung des Potenzials der Selbstverstärkung geleistet, obwohl die verwendete Datenbasis weder repräsentativ ist noch das komplette zu erwartende Spektrum abdeckt. Die Ergebnisse von vier Fahrzeugen zeigen beispielhaft, welchen Schwankungen das Reibsystem unterworfen ist und welche Konsequenzen für die Auslegung daraus zu ziehen sind. Anhand der Häufigkeitsverteilung der Reibwerte und der anteiligen Brems- an der Fahrzeit in diesem Test wird das energetische Verbesserungspotenzial selbstverstärkender Bremsen abgeleitet. Darüber hinaus wird die Abschätzung der Leistungsaufnahme einer elektrischen Radbremse für ein Fahrzeug der Mittelklasse als Vergleichsbasis herangezogen. Damit sind die quantitativen Aussagen nur für diese Annahmen gültig und auf andere Fahrzeuge mit abweichenden Lastkollektiven nicht übertragbar.

Im Gegensatz dazu ist bei der Auslegung der Selbstverstärkung auf die Reduktion der maximal benötigten Betätigungskraft nur die Kenntnis des Reibwertintervalls nötig. Die für die Berechnungen zugrunde gelegten Prüfstandsergebnisse werden aber für allgemein verwendete Reibpaarungen aus Literaturangaben bestätigt, so dass die Aussagen eine breitere Basis erhalten und auf alle gängigen Reibpaarungen übertragbar sind.

6.3 Ausblick

Der Einsatz sowohl der Selbstverstärkung als auch eines nichtlinearen Getriebes in einer elektrisch betätigten Radbremse erfordert gegenüber der herkömmlichen Lösung (Motor+Spindel) einen erheblichen Mehraufwand, nicht nur bezogen auf den Aufbau der Bremse, sondern vielmehr wegen der zwingenden Notwendigkeit einer Verschleißnachstellung. Die größten Vorteile bringt der Einsatz der Selbstverstärkung, deren Potenzial vor allem dann ausgeschöpft wird, wenn auch Betriebszustände gezielt in die Auslegung mit eingeschlossen werden, bei denen die Betätigungskraft $F_{Bet} \leq 0$ wird. Damit lässt sich die erforderliche Leistung des Motors reduzieren und damit auch die erforderliche Getriebeübersetzung, die allerdings gerade wegen der hohen Selbstverstärkung genügend Reserve vorhalten muss, um bei hohen negativen Betätigungskräften ausreichende Kraftabbaudynamik (z.B. während einer ABS-Regelung) zu gewährleisten.

Deshalb sollte untersucht werden, ob in Verbindung mit diesen Leistungs- und Übersetzungsreserven eine niedrigere Selbstverstärkung ähnlich gute Ergebnisse liefert. Vorstellbar ist eine grenzwertige Auslegung, bei der auch beim höchsten zu erwartenden Reibwert die Betätigungskraft gerade noch größer null ist. Damit wäre ein weiterer ent-

scheidender Nachteil der oben genannten Auslegung der Selbstverstärkung ebenfalls eliminiert, die fail-silent Anforderung zu erfüllen, die im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt ist und noch besonderen Forschungs- und Entwicklungsbedarf beinhaltet. Aber auch wenn die Bremse selbsttätig löst, wird aufgrund der mangelnden Dynamik des Vorgangs trotzdem eine Integration in die globale Fahrzeugregelstrategie erforderlich sein.

Alle Vorteile der Selbstverstärkung lassen sich aus heutiger Sicht zusammenfassen in der Möglichkeit, eine Vorderachsbremse im 12/14V Bordnetz eines Pkw zu betreiben, so dass das 36/42V Bordnetz keine zwingende Voraussetzung für die Einführung der EMB bedeutet [1], [2], [141]. Allerdings sind die Vorteile der reduzierten Leistungsanforderung und Bordnetzbelastung unabhängig von der Spannungsversorgung, so dass auf den Einsatz der Selbstverstärkung auch im 36/42V Bordnetz nicht verzichtet werden kann.

7 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Thematik der Leistungs- und Energieaufnahme elektromechanisch betätigter Radbremsen. Es werden zwei Wege beschrieben, die zu einer Reduktion der Leistungs- und Energieaufnahme führen. Zum einen lässt sich ein Teil der kinetischen Energie des fahrenden Fahrzeugs über die Selbstverstärkung nutzen, die die Betätigungsarbeit reduziert, und zum anderen kann durch eine geeignete Getriebeauslegung die elektrische Leistungsaufnahme reduziert werden.

In einer theoretischen Analyse des Systems Radbremse werden die konstruktiven Möglichkeiten beschrieben, die zu einer reduzierten Leistungsanforderung führen. Darüber hinaus werden Kenngrößen wie z.B. der energetische Bremsenkennwert definiert, die als Bewertungskriterien der beschriebenen Ansätze dienen. Mithilfe eines Simulationsmodells unter Matlab[®] Simulink[®] werden die konstruktiven Parameter des nichtlinearen Getriebes festgelegt und die Vorteile gegenüber der konstanten Übersetzung gezeigt. Für die Untersuchungen wurde eine Bremse mit nichtlinearem Getriebe, dessen Übersetzungskennung zusätzlich im Prüfbetrieb der Bremse über die Verschleißnachstellung verändert werden konnte, entwickelt und konstruiert. Darüber hinaus wurde die modular aufgebaute Forschungsbremse mit Selbstverstärkung [158] um einen Keil erweitert, der die Selbstverstärkung auch in Bereichen nutzen lässt, in denen für die Regelung einer Spannkraft aktiv am Belag gezogen werden muss. Beide Bremsen wurden auf dem *fzd*-Rollenprüfstand erprobt.

Der Einsatz einer über dem Spannweg veränderlichen Getriebeübersetzung bietet den Vorteil, die geforderte Kraftreserve für den Fadingfall nicht im Motormoment vorzuhalten, sondern im Getriebe. Während die konstruierte Kniehebelbremse eine Verdopplung der Spannkraft nur über die Zunahme der Übersetzung ermöglicht, benötigt eine Vergleichsbremse mit konstanter Übersetzung das doppelte Drehmoment. Damit verdoppelt sich die Leistungsaufnahme der Bremse, die nicht nur das Bordnetz unmittelbar höher belastet, sondern letzteres muss auch für die höhere Last ausgelegt sein. Durch ein kleineres Maximalmoment baut der Motor kleiner und besitzt geringere Massenträgheiten, die für eine vergleichbare Dynamik die elektrischen Leistungsanforderungen weiter reduzieren. Ein solches Getriebe erfordert eine Möglichkeit der Anpassung der Übersetzungskennung, um der verschleißbedingten Änderung der Kraft-/Wegkennlinie der Reibungsbremse Rechnung zu tragen. Diese Funktion ist in der Verschleißnachstellung enthalten, die wegen der Erschöpfbarkeit des Getriebes ohnehin vorhanden sein muss.

Wird die Anpassung der Getriebeübersetzung darüber hinaus auch auf den regulären Betrieb erweitert, zeigen sich weitere Reduzierungspotenziale der elektrischen Leistungsaufnahme, in dem das Getriebe in einem höheren Übersetzungsbereich betrieben wird. Jedoch müssen hierzu verlängerte Kraftaufbauzeiten in Kauf genommen werden. Andererseits kann bei einer Einstellung niedriger Übersetzungen die Dynamik zu Lasten höherer Haltemomente deutlich verbessert werden.

Für die Bestimmung des Potenzials der Selbstverstärkung werden ohne Berücksichtigung der fail-safe oder fail-silent Eigenschaften des Systems die Auslegungsgrenzen der Selbstblockade für herkömmliche hydraulisch betätigte Bremsen überschritten und so Zustände im Betrieb erreicht, bei denen für das Halten einer Spannkraft am Belag gezogen werden muss. Mit dieser hohen Selbstverstärkung lässt sich der Energieverbrauch während der Stoppbremsungen in einem beispielhaften Fahrzyklus um bis zu 90% reduzieren. Jedoch hat in demselben Zyklus der Energieverbrauch im nichtgebremsten Zustand einen Anteil von über 90%, so dass der Beitrag der Selbstverstärkung zur Reduktion des Gesamtenergieverbrauchs vernachlässigbar ist. Außerdem setzt diese Optimierung der Auslegung die genaue Kenntnis der Reibwertverteilung voraus. Daher wird als Auslegungskriterium die Minimierung der maximal erforderlichen Betätigungskraft favorisiert. Voraussetzung hierfür ist lediglich die Kenntnis des minimal und maximal zu erwartenden Belagreiwerts. Bei einem Reibwertintervall gängiger Beläge von $\mu = 0,2 \dots 0,6$ lässt sich mit einem Keilwinkel von $16,7^\circ$ allein aus der zurückgeführten Energie über die Selbstverstärkung während einer Stoppbremsung die maximal benötigte Betätigungskraft und damit das benötigte statische Motormoment um zwei Drittel herabsetzen. Daraus resultieren analog zur nichtlinearen Getriebeübersetzung Vorteile für die Motorauslegung und Belastung des Bordnetzes, die allerdings wegen der Rückführung zusätzlicher Energie auf die Betätigungsseite deutlich höher ausfallen.

8 Anhang

8.1 Parameter für die Validierung

Motor

Loopzeit	0,004s
el. Spannung	36V
max. Drehzahl	3.300U/min
max. Strom	17A
Spulenwiderstand	0,45Ω
Induktivität	0,27mH
Motorkonstante	0,095Nm/A
Trägheitsmoment	$1,2 \cdot 10^{-4} \text{kgm}^2$
Masse	2,5kg

Planetengetriebe

Übersetzung	20
Wirkungsgrad	0,85
Trägheitsmoment	$0,05 \cdot 10^{-4} \text{kgm}^2$
Masse	0,3kg

Spindelgetriebe

Axial-Nadellager	
Ø	40mm
f_0	2,5
f_1	0,0018
Masse	0,2kg
Spindeltrieb	
d_0	31mm
Steigung	4mm
Trägheitsmoment	$0,93 \cdot 10^{-4} \text{kgm}^2$
Ø	3,5mm
Länge	24mm
Masse der Mutter	0,28kg
Masse der Spindel	0,2kg
Übersetzung	$500\pi \text{rad/m}$

k	0,038 bzw, 0,02 (RGT bzw, KGT)
$\eta_{rot/trans}$	$1/(1+(k \cdot d_0/\text{Steigung}))$
$\eta_{trans/rot}$	$1-(k \cdot d_0/\text{Steigung})$

Reibteil

Reibkraft	100N
Lüftspiel	0,3mm
Belagmasse	0,412kg
Belagsteifigkeit	$2,15 \cdot 10^8 \text{N/m}$
Belagdämpfung	430Ns/m
Masse der Faust	4,5kg
Steifigkeit der Faust	$1,2195 \cdot 10^8 \text{N/m}$
Dämpfung der Faust	$1,1 \cdot 10^3 \text{Ns/m}$

8.2 Parameter für den Getriebevergleich

Allgemeine Daten

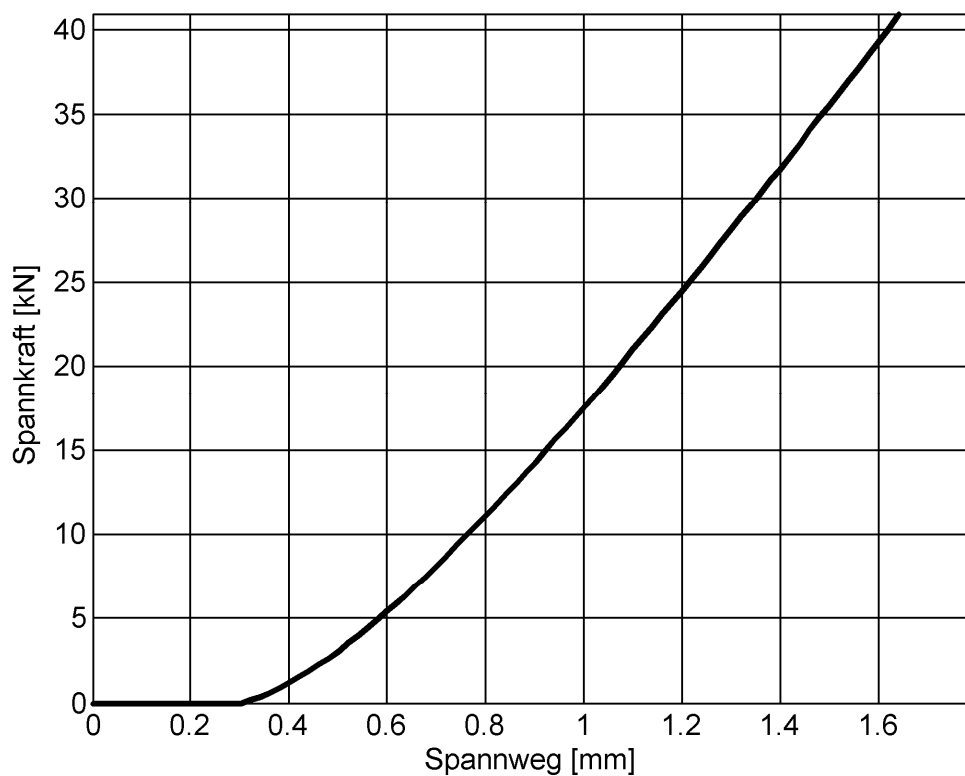


Bild 8–1: Verbraucher kennlinie

η	0,8
Massenträgheit	$18,4 \cdot 10^{-5} \text{kgm}^2$

Lüftspiel	0,3mm
max, Spannkraft	40kN

Motor

Leerlaufdrehzahl	3.200U/min
Knickdrehzahl	1.200U/min
max. Motormoment	2Nm
max. mech. Motorleistung	268W

Getriebe mit konstanter Übersetzung

Übersetzung rot/rot	15,6
Übersetzung rot/trans	4mm/U
Übersetzung trans/trans	1

Zweistufiges Getriebe

Schaltkraft	20kN
-------------	------

Vierstufiges Getriebe

Schaltkräfte	10; 20; 30kN
--------------	--------------

Stufenloses Getriebe

erste Schaltkraft	2kN
-------------------	-----

Kniehebelgetriebe

Übersetzung rot/rot	13,6
Nockengrundradius	25mm
Nockensteigung	5,09
Kniehebellänge	35mm
Startwinkel	77,7°

9 Literatur

- [1] Achenbach, W.: X-by-Wire-Systeme – Trend und Grenzen. Kongress „Fortschritt und Zukunft in der Automobil-Elektronik“ Stuttgart 26./27.06.2001
- [2] Badstübner, J.: Heißes Eisen. Automobilindustrie 10/2004
- [3] Balz, J.; Bill, K.-H.; Böhm, J.; Scheerer, P.; Semsch, M.: Konzept für eine elektromechanische Fahrzeugbremse. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 98 (1996), S. 328ff.
- [4] Bannatyne, R.: Advances and Challenges in Electronic Braking Control Technology. SAE 982244, 1998
- [5] Barthenheier, Th.: Potenzial einer fahrertyp- und fahrsituationsabhängigen Lenkradmomentgestaltung. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 584, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2004
- [6] Bayer, B.: Brake-by-Wire – Ein elektro-mechanisches Bremssystem. Konferenz „x-by-wire“ Ludwigsburg 16./17.10.2001
- [7] Bayer, B.: Elektromechanisches Bremssystem – Status und Perspektiven. Tagung „Brems- und Regelsysteme“ Essen 9./10.05.2000
- [8] Baylis, Chr.: Maximum Torque Brake, Tagung „Bremstech“ München 2004
- [9] Beller, H., Rieth, P.: Mit „Total Chassis Management“ auf dem Weg zum intelligenten Fahrwerk. XX. Internationales μ -Symposium. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 440, Düsseldorf 2000
- [10] Belschner, R.; Hedenetz, B.; Heni, A.; Nell, J.; Willimowski, P.; Kopetz, H.: Trockenes Brake-by-Wire mit fehlertolerantem TTP/C-Kommunikationssystem. VDI-Berichte Nr. 1415, Düsseldorf, 1998
- [11] Bill, K.-H.: Elektronische Bremsanlagen. CTI Car Training, Mai 2005
- [12] Bill, K.-H.: Forschungsansätze und Werkzeuge zur experimentellen Untersuchung von „Bremspedalgefühl“ mit Blick aufkommende Brake-by-Wire Systeme. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 373. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998

- [13] Bill, K.-H.: Grundlagen elektrisch betätigter Pkw-Bremssysteme. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [14] Bill, K.-H.: Grundsatzuntersuchungen zum Einsatz elektrischer Radbremsen in Personenkraftfahrzeugen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 166, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1992
- [15] Bill, K.-H.: Investigations on the Behaviour of Electrically Actuated Friction Brakes for Passenger Cars, EAEC 91021
- [16] Bill, K.-H.; Semsch, M.: Translationsgetriebe für elektrisch betätigte Fahrzeugbremsen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100 (1998) 1, S. 36 ff.
- [17] Bill, K.-H.; Balz, J.; Böhm, J.; Semsch, M.; Rieth, P.: Smart Booster – New Key Element for Brake Systems with Enhanced Function Potential, SAE-Paper 950760
- [18] Birkhofer, H.: Produktentwicklung, Skriptum zur Vorlesung; Fachgebiet Maschinenelemente und Konstruktionslehre; TU Darmstadt, 1997
- [19] Böhm W.: Elektrische Antriebe. 3. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg 1989
- [20] Booz, O.: Brake-by-Wire Systems from Bosch. European Automotive Congress Bratislava 18.-20.06.2001
- [21] Bosch (Hrsg.): Bremsanlagen für Kraftfahrzeuge. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994
- [22] Bosch: Fahrsicherheitssysteme. 2. aktualisierte Auflage, Wiesbaden, 1998
- [23] Bosch: Kraftfahrtechnisches Handbuch, 24. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsges. mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 2002
- [24] Breuer, B.: Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge I, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 1994
- [25] Breuer, B.: Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge II, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 1997
- [26] Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004.

- [27] Breuer, B.; Strothjohann, Th.: Der Darmstädter Reifensensor – Ein mechatronisches System zur Ermittlung dynamischer Größen im Reifen. KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe Nr. 11/2002, S. 610 ff.
- [28] Bronštejn, I. N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik. 25. Aufl., Verlag Nauka, Moskau, B. G. Teubner Verlagsgesellschaft, Stuttgart, Leipzig, Verlag Harri Deutsch, Thun, Frankfurt/Main, 1991
- [29] Brösicke, G.: Das Parkbremssystem des neuen 7er BMW. Tagung BremsTech, München 2002
- [30] Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik, Bremsdynamik und PKW-Bremsanlagen. 1. Auflage. Vogel-Fachbuch, Vogel Verlag, Würzburg 1991
- [31] Bürger, K.; Harms, K.; Kallenbach, R.: Elektronische Systeme im Kraftfahrzeug. Automotive Electronics, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 2000
- [32] Burkert, A.: Pokern um die Keilbremse. Automobilproduktion Juli 2005, S. 16f.
- [33] Buschmann, G.: Elektromechanische Bremsen. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [34] Buschmann, G.; Remfrey, J.: Aufbau und Komponenten von Bremsanlagen. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [35] Bussien: Automobiltechnisches Handbuch, Band 2, 18. Auflage, Technischer Verlag Herbert Cram, Berlin 1965
- [36] Cramer, A.: Skriptum zur Vorlesung Entwicklungsmethodik, Fachgebiet Elektromechanische Konstruktion, Technische Universität Darmstadt, 1998
- [37] Dausend, U.; Semsch, M.: Unterlagen zur Vorlesung Kraftfahrzeuge III: Bremsenfremdeingriff/Brake-by-Wire „Bremsysteme II“; Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2000, 2001, 2003
- [38] Dausend, U.; Semsch, M.: Unterlagen zur Vorlesung Kraftfahrzeuge III: Antiblockiersysteme, Antriebsschlupfregelungen, Fahrdynamikregelungen. Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 1998, 1999, 2000

- [39] Dieckmann, Th.: Brake-by-Wire – zukünftige Entwicklungen. Tagung „Neue Elektronikkonzepte in der Automobilindustrie“. Wiesbaden 17.-19.06.1998
- [40] Dieckmann, Th.: EMB – Ein Elektro-Mechanisches Bremssystem. XVII. μ -Symposium Bad Neuenahr 1997. Fortschritt-Berichte, VDI Reihe 12 Nr. 340. Düsseldorf, VDI-Verlag 1997
- [41] Dieckmann, Th.; Hauck, S.; Maron, C.; Prinzler, H.: Untersuchungen zu einem vollständig elektrischen Bremssystem. Tagung „Aktive und passive Fahrwerkstechnik“ Essen 21./22.11.1996
- [42] Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, 18. Auflage; Berlin, Heidelberg; Springer-Verlag 1995
- [43] Dürand, D.: Die neue Superbremse. Wirtschaftswoche 9/2005
- [44] Eckstein, L.: Entwicklung und Überprüfung eines Bedienkonzepts und von Algorithmen zum Fahren eines Kraftfahrzeugs mit aktiven Sidesticks. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 471, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001
- [45] Engel, H.-G.: Elektrohydraulisch betätigte Bremsen. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [46] FAKRA-Handbuch: Normen für den Kraftfahrzeugbau. Bd.4 Bremsausrüstung. Beuth Verlag
- [47] Faust, H.; Fleischmann, H.; Friedmann, O.; Franzen, P.; Gleich, T.; Hommes, G.; Nowatschin, K.; Wild, H.: multitronic – das neue Automatikgetriebe von Audi. ATZ Nr.7, Juli 2000
- [48] Fennel, H.; Judaschke U.: Strukturen für den Fahrzeug-Regelsystemverbund der Zukunft. Automotive Electronics, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 2000
- [49] Frank, M.: Die Vision vom „mitdenkenden“ Automobil. Zeitschrift Auto&Elektronik 2/2002
- [50] Gaupp, W.: Elektronik in Bremssystemen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000) 2

- [51] Glaser, H.; Wörsdörfer, K.-F.: Brake-by-Wire – Ein Zukunftssystem? Fachkonferenz „Neue Elektronikkonzepte in der Automobilindustrie“ Offenbach 17./18.05.2000
- [52] Gombert, B.: Die elektronische Keilbremse (EWB) – Prinzip, Dynamik und Regelverhalten. Unterlagen zur 61. IAA 2005. SiemensVDO Automotive AG
- [53] Grell, D.: Rad am Draht – Innovationslawine in der Automobiltechnik. c't 2003, Heft 14
- [54] Hartmann, H.; Gombert, B.: eBrake[®] - die mechatronische Keilbremse. Tagung Mechatronik im Automobil 2002
- [55] Hartmann, H.; Gombert, B.; Roberts, R.; Schautt, M.: A Progress Report on the Mechatronic Wedge Brake (eBrake[®]). Tagung BremsTech München 2004
- [56] Hartmann, H.; Schautt, M.; Pascucci, A.; Gombert, B.: eBrake[®] – the mechatronic wedge brake. SAE Brake Colloquium 2002. SAE 2002-01-2582
- [57] Heck, W.: Brake-by-Wire – Elektrisch versus hydraulisch. Technischer Kongress zur IAA Frankfurt/Main, VDA 1999
- [58] Hedenetz, B.; Belschner, R.: Brake-by-Wire without mechanical backup by using a TTP-Communication network. SAE 981109, 1998
- [59] Helldörfer, R.; Sell, R.: Die automatische Feststellbremse mit Anfahrhilfe als autarkes System. Fachkonferenz „Bremsysteme im Automobil“ Karlsruhe 18./19.06.2002
- [60] Huinink, H.: The tire as an integrated element within the electronic chassis. TOPTEC Symposium Active Safety in Vehicle Traction & Stability Systems. Vienna, 27.+28.9.1990
- [61] Huinink, H.; Schröder, C.: Dynamische Interaktion Bremse – Reifen – Straße. XVIII. Internationales μ -Symposium. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 373, Düsseldorf 1999
- [62] Isermann, R.: Digitale Regelsysteme Band I. Springer Verlag, Hamburg. 1998.
- [63] Janocha, H. v. (Hrsg.): Aktoren – Grundlagen und Anwendungen. Berlin: Springer Verlag 1992

- [64] Jonner, W.-D., Winner, H.; Dreilich, L.; Schunck, E.: Electrohydraulic Brake System – The First Approach to Braky-By-Wire Technology, SAE Technical Paper 960991 (1996)
- [65] Kassakian, J.: Challenges of the New 42 Volt Architecture and Progress on Its International Acceptance. VDI-Berichte Nr. 1415, Düsseldorf, 1998
- [66] Kassakian, J.: New electrical system architectures and their consequences. VDI-Berichte Nr. 1287, Düsseldorf, 1996
- [67] Kiewewetter, W.; Klinkner, W.; Reichelt, W.; Steiner, M.: Der neue Brake Assist von Mercedes-Benz – aktive Fahrerunterstützung in Notsituationen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 99 (1997)
- [68] Klein, H.: Patent P 3718944.1, Hebelgetriebe Archimedes
- [69] Kleinlein, C.; Severin, D.: Eigenschaften der Reibpaarung im Bremsprozess. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [70] Klesen, Chr., Semsch, M.: Auslegung, Berechnung und Simulation eines elektromechanischen Brake-by-Wire-Systems. Tagung „Mechatronik im Automobil“ Essen 15./16.11.2000
- [71] Knorr, R.; Bienert, M.; Bolz, S.; Lugert, G.; Skotzek, P.: Überblick und Perspektiven des 14/42 V Bordnetzes – Komponenten, Architektur und Möglichkeiten. VDI-Berichte Nr. 1547, Düsseldorf, 2000
- [72] König, W.: Captain Future. Auto Motor und Sport 17 (2000), S.64f.
- [73] Konik, D.; Müller, R.; Prestl, W.; Toelge, Th.; Leffler, H.: Elektronisches Bremsen Management als erster Schritt zu einem Integrierten Chassis Management. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) 4
- [74] Kraemer, O.: Getriebelehre. Karlsruhe: Verlag G. Braun 1971
- [75] Kriegenstein, P.; Pandit, M.: Serieneinführung zunächst nur mit Rückfallebene. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Nr. 11/1999
- [76] Kucera, M.; Mauser, H.; Brandmeier, Th.: Ein Weg zu einer zuverlässigen Systemarchitektur für By-Wire-Systeme am Beispiel des Elektromechanischen Bremssystems EMB. VDI-Berichte Nr. 1547, Düsseldorf, 2000

- [77] Kuffner, W.: Die Zukunft der X-by-Wire Technologien. II. Deutsch-Spanischer Automobilkongress Madrid 15./16.06.2000
- [78] Leber, M.: Radbremse mit mechatronischer Kennwertregelung – Untersuchung von Betriebsverhalten und Fahreranbindungsproblematik hinsichtlich Brake-by-Wire Systemen. Fortschritt Berichte VDI Reihe 12 Nr. 358. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998
- [79] Leber, M.; Bill, K.; Rieth, P.: New Chances For The Drum Brake Through Electronically Controlled Self Energizing. SAE-Paper 971036
- [80] Leiter, R.: Auslegung und Steuerung einer elektrischen Feststellbremse. Adaptive Congress Berlin, 04./05.04.2001
- [81] Leiter, R.: Netzwerkintegration von Fahrzeugkomponenten am Beispiel der elektrischen Feststellbremse für den Audi A8. Fahrzeug- und Motortechnisches Seminar TU Darmstadt, 24.04.2003
- [82] Looman, J.: Zahnradgetriebe. Konstruktionsbücher Band 26. Berlin: Springer Verlag 1988
- [83] Luck, K.: Getriebetechnik: Analyse, Synthese, Optimierung. Wien; New York: Springer Verlag 1990
- [84] Maron, C.; Dieckmann, T.; Hauck, S.; Prinzler, H.: Electromechanical Brake System: Actuator Control Development System. SAE 970814
- [85] Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.; Becker, M.: Roloff/Matek Maschinenelemente. 13. Auflage. Braunschweig: Vieweg Verlag 1994
- [86] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band A: Antrieb und Bremsung, 3. Aufl. Springer Verlag, 1995
- [87] Müller, A.; Achenbach, W.; Schindler, E.; Wohland, T.; Mohn, F.-W.: Das neue Fahrsicherheitssystem Electronic Stability Program von Mercedes-Benz. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994)
- [88] Müller, H. W.: Die Umlaufgetriebe – Berechnung, Anwendung, Auslegung. Konstruktionsbücher Band 28. Berlin: Springer Verlag 1971
- [89] Müller, H. W.: Kompendium Maschinenelemente, 7. Auflage; Darmstadt, 1987

- [90] N.N.: Antriebselemente und Normteile – Getriebe und Getriebemotoren, Mädler GmbH Stuttgart 2003
- [91] N.N.: ATE Bremsen-Handbuch Alfred Teves GmbH, Auflage 9.1*, Autohaus Verlag GmbH, München 1993
- [92] N.N.: Auf dem Weg zum Bordnetz der Zukunft. Elektronik Automotive, Elektronik Sonderausgabe 2000
- [93] N.N.: Bits übernehmen die Regie. mot, Nr. 2/1999
- [94] N.N.: DAP 3000 Hardware Manual – Version 5. Microstar Laboratories, Bellevue 1995
- [95] N.N.: Das Ende der Keilriemens. Elektronik Automotive, Elektronik Sonderausgabe 2000
- [96] N.N.: DasyLAB Handbücher Band I+II. Datalog-Systeme zur Messdatenerfassung GmbH, Mönchengladbach 1998
- [97] N.N.: DLR Forschungs- und Unternehmensbilanz 2003/2004. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Köln, Dezember 2004
- [98] N.N.: Flachkäfigführungen, Druckschrift FTF. Homburg (Saar): INA Linear-technik 1994
- [99] N.N.: Innovative Lösungen durch Technik und Design. Lemförder Schaltungssysteme GmbH. Diepholz, 2000
- [100] N.N.: kitCON-167 Hardware Manual. Phytex Messtechnik GmbH, Mainz. 1997.
- [101] N.N.: Kollmorgen Motoren der RBE(H)-Serie. Maccon GmbH München
- [102] N.N.: Linear Actuator. Produktübersicht. Gerolzhofen: Lintec Antriebstechnik GmbH
- [103] N.N.: Linearführungen, Druckschrift LIF für Linearbewegungen. Homburg (Saar): INA Lineartechnik 1997
- [104] N.N.: Matlab-Handbuch, Version Matlab 5.3. The Math Works Inc., U.S.A., Natick, 1999

- [105] N.N.: Mechanische Lineareinheiten. Waldenbuch: Fa. Neff Antriebstechnik 1999
- [106] N.N.: Nadellager/Zylinderrollenlager. Katalog Nr. 307, INA-Wälzlager Schaeffler KG Herzogenaurach 1997
- [107] N.N.: Philips Semiconductor PCA82C250 CAN Controller Interface Product. Specification. Philips Semiconductors, Eindhoven. Januar 2000.
- [108] N.N.: Praxis der Antriebstechnik. Band 7: Servo-Antriebe – Grundlagen, Eigenschaften, Projektierung. SEW Eurodrive Ausgabe 04/1997, Bruchsal 1997
- [109] N.N.: Presseunterlagen Bosch. Robert Bosch GmbH 1999
- [110] N.N.: Presseunterlagen zur 58. IAA 1999. Siemens Automotive AG
- [111] N.N.: Pressunterlagen Lancia Thesis. 71^e Salon de l'Auto de Geneve 2001
- [112] N.N.: Produktinformation Elektromechanische Hubzylinder. Fa. Lintec Antriebstechnik GmbH. Gerolzhofen, 2000
- [113] N.N.: Produktinformation Micron Line. Waldenbuch: Fa. Neff Antriebstechnik 1999
- [114] N.N.: Rollengewindetriebe und Lagerkomponenten, Druckschrift. 6. Auflage. Homburg: INA Lineartechnik
- [115] N.N.: STAR-Produktübersicht Lineare Bewegungstechnik. Mannesmann Rexroth 1997
- [116] N.N.: Stromerzeugung mit höchstem Wirkungsgrad. Der Starter-Generator ISAD von Continental. Continental AG 2005
- [117] N.N.: Summary of draft amendments to ECE R79. Intermediate Stage after discussion in the ad-hoc working group "Electronic Steering (EST)" II/2000 on 11th and 12th October 2000
- [118] N.N.: Technische Dokumentation Piezo-Instrumentation SlimLine Sensors (SLS), Typ 9131...9136. Kistler Instrumente AG Winterthur 1997
- [119] N.N.: Technisches Taschenbuch. INA Wälzlager Schaeffler KG, Herzogenaurach 1998

- [120] N.N.: transCON SERIES 700. micro-epsilon Messtechnik GmbH
- [121] N.N.: Transrol Auswahltafel für Kugel- und Rollengewindetriebe. Druckschrift 3501 T. Schweinfurt: SKF GmbH 1984
- [122] N.N.: Truck ABS/EBS. Produktinformation. Hannover: WABCO Standard GmbH
- [123] N.N.: Unterlagen zum dynamischen Rollenprüfstand AP 500 GS 60. Carl Schenck AG
- [124] N.N.: Versuchsspezifikation Verschleißdauerlauf. Continental Teves AG & Co. oHG (nicht veröffentlicht)
- [125] Neitzel, B.; Rückert, H.: Gedanken über eine wichtige Bremsenkomponente: Die Bremsscheibenentwicklung im Wandel. XVI. μ -Symposium, Bad Neuenahr 1996
- [126] Nordmann, R.; Birkhofer, H.: Skript zur Vorlesung Maschinenelemente und Mechatronik I. Shaker Verlag, Aachen 2001
- [127] Nordmann, R.; Grönsfelder, Th.: Übung zur Vorlesung Mechatronische Systeme II – Modellierung einer elektromechanischen Radbremse. Fachgebiet Mechatronik und Maschinenakustik TU Darmstadt, 2003
- [128] Oberto, G.: Drive-by-wire – der neue Trend in der Automobilkonstruktion. Zeitschrift Evolution. SKF 04/2001
- [129] Oehl, K.-H.; Paul, H.-G.: Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge. Bibliothek der Technik Band 49. Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech 1990
- [130] Padiolleau, E.: Electric-Maximum Torque Brake – 14V Brake by Wire Technology. Delphi Innovation Centre, Paris 1st June 2005
- [131] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J., Grote, K.-H.: Pahl/Beitz Konstruktionslehre, Berlin, Heidelberg; Springer-Verlag 2005
- [132] Patentschrift 1 163 616: Selbstverstärkende Teilbelagscheibenbremse, insbesondere für Kraftfahrzeuge, 1964
- [133] Patentschrift 1 193 320: Teilbelagscheibenbremse, insbesondere für Kraftfahrzeuge, 1966

- [134] Pickenhahn, J.: Fahrwerksmanagement – Möglichkeiten und Grenzen. GTÜ Bundeskongress München, 13. Oktober 2001
- [135] Pickenhahn, J.; Straub, Th.: Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [136] Poledna, S.; Kroiss, G.: TTP: „Drive-by-Wire“ in greifbarer Nähe. Elektronik, Nr. 14/1999
- [137] Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen. 2. Auflage. Würzburg: Vogel Verlag 1988
- [138] Rieth, P.: Autonome Bremssysteme. VDI Fachtagung Reifen Fahrwerk Fahrbahn. Hannover, 21./22.10.1999
- [139] Rieth, P.: Brake-by-Wire – Zentraler Baustein einer globalen Chassisregelung für mehr Fahr- und Verkehrssicherheit. Tagung „Neue Konzepte der Fahrzeugsicherheit“ München 27./28.03.2001
- [140] Rieth, P.: Das elektronische Bremssystem – Zentraler Baustein für den umfassenden Sicherheitsschutz. Fachkonferenz „Bremssysteme im Automobil“ Karlsruhe 18./19.06.2002
- [141] Rieth, P.: Technologie im Wandel X-by-Wire. IIR Konferenz Neue Elektronik-konzepte in der Automobilindustrie. Stuttgart, 13./14.4.1999.
- [142] Roberts, R.; Gombert, B.; Hartmann, H.; Lange, D.; Schautt, M.: Testing the Mechatronic Wedge Brake. SAE 2004-01-2766
- [143] Roberts, R.; Schautt, M.; Hartmann, H.; Gombert, B.: Modeling and Validation of the Mechatronic Wedge Brake. SAE 2003-01-3331
- [144] Roloff, H.; Matek, W.: Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung, 13. Auflage; Braunschweig, Wiesbaden; Vieweg-Verlag 1995
- [145] Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, Band I: Konstruktionslehre, 2. Auflage + Band II: Kataloge, 2. Auflage; Berlin, Heidelberg, New York; Springer-Verlag 1994

- [146] Schäfer, H.: Starter-Generator mit Asynchronmaschine und feldorientierter Regelung. Automotive Electronics, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 2000
- [147] Scharnberger, P.: By-wire by SKF. Kongress „Automobil-Elektronik“ Stuttgart 26./27.11.2002
- [148] Schenk, E.; Wells, R. L.; Miller, J. E.: Intelligent Braking for Current and Future Vehicles. SAE 950762 (1995)
- [149] Schmittner, B., Rieth, P.: Das Hybrid-Bremssystem – Die Markteinführung der elektromechanischen Bremse EMB. Tagung BremsTech, München 2004
- [150] Schmittner, B.: Das Hybrid-Bremssystem – die Integration von ESP, EMB und EPB. Technologie-Kongress Autotec Baden-Baden 28.-31.01.2003
- [151] Schöttle, R.; Threin, G.: Elektrisches Energiebordnetz: Gegenwart und Zukunft. VDI-Berichte Nr. 1547, Düsseldorf, 2000
- [152] Schulze, R.: Hermes Award für Bremse. VDI Nachrichten Nr. 17, 23.04.2004
- [153] Schwarz, R.: Bremskraftrekonstruktion für elektromechanische Fahrzeugbremsen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) 6
- [154] Schwarz, R.: Rekonstruktion der Bremskraft bei Fahrzeugen mit elektromechanisch betätigten Radbremsen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 393, Düsseldorf 1999
- [155] Schwarz, R.; Isermann, R.; Böhm, J.; Nell, J.; Rieth, P.: Clamping Force Estimation for a Brake-by-Wire Actuator. SAE 1999-01-0482 (1999)
- [156] Schwarz, R.; Isermann, R.; Böhm, J.; Nell, J.; Rieth, P.: Modeling and Control of an Electromechanical Disk Brake. SAE 980600 (1998)
- [157] Semsch, M.: Die mechatronische Teilbelagscheibenbremse im zukünftigen Kraftfahrzeug. In: Isermann, R.; Breuer, B.; Hartnagel, H. L. (Hrsg.): Mechatronische Systeme für den Maschinenbau. Wiley-VCH, Weinheim 2002
- [158] Semsch, M.: Entwurf einer elektromechanisch betätigten Radbremse mit Selbstverstärkung. Fortschritt Berichte VDI Reihe 12. Düsseldorf: VDI-Verlag 2006

- [159] Semsch, M.: Neuartige mechatronische Teilbelagscheibenbremse. XIX. Internationales μ -Symposium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 405, VDI-Verlag Düsseldorf 1999
- [160] Stappen, H.-J.: Watt bringt's. Auto Motor & Sport. Nr. 14 (1998)
- [161] Stoll, U.: SBC – Die elektrohydraulische Bremse von Mercedes-Benz. XX. Internationales μ -Symposium. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 440, Düsseldorf 2000
- [162] Stölzl, S.; Schmidt, R.; King, W.; Sticher, T.; Fachinger, G.; Klein, A.; Giers, B.; Fennel, H.: Das Elektro-Hydraulische Bremssystem von Continental Teves – eine neue Herausforderung für die System- und Methodenentwicklung in der Serie. VDI-Berichte Nr. 1547, Düsseldorf, 2000
- [163] Stölzl, S.; Schwarz, R.; Isermann, R.; Böhm, J.; Nell, J.; Rieth, P.: Control and Supervision of an Electromechanical Brake System. Paris: FISIT A World Congress 1998
- [164] Straub, Th.: Die elektrohydraulische Bremse (EHB). Fachkonferenz „Bremsysteme im Automobil“ Karlsruhe 18./19.06.2002
- [165] Tschöke, H.; Heinze, H.-E.: Einige unkonventionelle Betrachtungen zum Kraftstoffverbrauch von Pkw. Magdeburger Wissenschaftsjournal 1-2/2001 TU Magdeburg, 2001
- [166] Wells, R. L.; Miller, J. E.: Electric Brake System for Passenger Vehicles -Ready for Production. Paper 93 ME 115. Aachen: International Symposium on Automotive Technology (ISATA) 1993
- [167] Wiaterek, Ch.: Reibbeläge. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [168] Winner, H.: Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge I, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2004
- [169] Winner, H.: Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge II, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2004
- [170] Winner, H.; Gruber, S.; Reichel, J.; Schumann, M.; Semsch, M.; Strothjohann, Th.: Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk. In: Breuer, B.; Bill, K.-H.

- (Hrsg.): Bremsenhandbuch. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [171] Wörsdörfer, K. F.; Erben, R.; Kinder, R.; Poertzgen, G.: Die elektromechanisch betätigte Feststellbremse. 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motortechnik Aachen 05.-07.10.1998
- [172] Wörsdörfer, K.-F.: Die elektro-mechanisch betätigte Feststellbremse (EPB). XVII. μ -Symposium. Bad Neuenahr 1997
- [173] Zanten, A. van: Die Bremsanlage im Fahrerassistenzsystem. In: Breuer, B.; Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. ATZ-MTZ-Fachbuch. 2. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [174] Zanten, A. van; Erhardt, R.; Landesfeind, K, Pfaff, G: Beherrschung der Querdynamik von Kraftfahrzeugen durch Bremseneingriff. XIX. Internationales μ -Symposium. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr.405, Düsseldorf 2000
- [175] Zanten, A. van; Erhardt, R.; Pfaff, G.: FDR – Die Fahrdynamikregelung von Bosch. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994)
- [176] Ziegelmeier, D.: Konzeption, Entwurf und Implementierung eines mikrocontrollerbasierten Fuzzyreglers für eine mechatronische Fahrzeugbremse sowie Umsetzung des Regelalgorithmus in VHDL. Diplomarbeit, Institut für Mikroelektronische Systeme TU Darmstadt, 2000

9.1 Betreute studentische Arbeiten

- [177] Buchenau, I.: Simulation eines Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [178] Fronemann, J.: Konstruktion eines Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [179] Hahnebuth, H.: Konstruktion, Aufbau und Inbetriebnahme einer mechatronischen Fahrzeugbremse auf dem Rollenprüfstand
- [180] Helm, M.: Erprobung des Prototyps einer mechatronischen Fahrzeugbremse auf dem Rollenprüfstand
- [181] Henein, K.: Konstruktion einer mechatronischen Radbremse mit Selbstverstärkung für den Einsatz im Versuchsfahrzeug

- [182] Hollender, O.: Literatur- und Patentrecherche zum Stand der Technik von X-by-Wire Systemen
- [183] Jörg, M.: Entwurf eines Reglers für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [184] Koch, Th.: Auslegung, Berechnung und Konstruktion einer mechatronischen Fahrzeugbremse
- [185] Krohn, Ch.: Inbetriebnahme einer mechatronischen Fahrzeugbremse auf dem Rollenprüfstand
- [186] Luckhardt, B.: Analyse der Übertragbarkeit einer Prototypenbremse für den Einsatz im Pkw
- [187] Meub, H.: Analyse, Konzeption und Konstruktion zur Zugseilführung an der Rheinfähre „Johanna“
- [188] Neudörffer, Ch.: Literatur- und Patentrecherche über den Stand der Technik von Brake-by-Wire Systemen
- [189] Rüstig, A.: Developing a Switching Logic for Adjusting the Behaviour of an ACC Vehicle Depending on the Preceding Traffic Density
- [190] Sabathil, D.: Entwurf, Auslegung und Konstruktion eines nichtlinearen Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [191] Schmidt, M.: Konstruktion eines Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [192] Schneefuß, R.: Konstruktion einer mechatronischen Radbremse mit Selbstverstärkung für den Einsatz im Versuchsfahrzeug
- [193] Schroth, R.: Aufbau einer mechatronischen Fahrzeugbremse
- [194] Schumann, M.: Konstruktion eines Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse
- [195] Schumann, M.: Konzeptionierung, Auslegung und Konstruktion einer Verschleißnachstellung für eine mechatronische Fahrzeugbremse
- [196] Spetler, F.: Validierung eines Simulationsmodells einer mechatronisch betätigten Fahrzeugbremse

- [197] Wang, Z.: Konstruktion und Simulation einer mechatronischen Fahrzeugbremse mit Selbstverstärkung
- [198] Weber, I.: Konstruktion eines Getriebes für eine mechatronisch betätigte Fahrzeugbremse

9.2 Eigene Veröffentlichungen

- [199] Breuer, B.; Dausend, U. (Ed.): Aspects of Advanced Brake Technology. R-352, SAE 2003
- [200] Breuer, B.; Dausend, U.; Fecher, N.: Global Mobility on Roads in the 21st Century. Paper F2000P413, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea 2000
- [201] Dausend, U.; Halasy-Wimmer, G.; Schmitt, S.: Alternatives Kraftwandlungsgetriebe für eine elektromechanisch betätigte Scheibenbremse. Tagung Brems-Tech, München 2002
- [202] Dausend, U.; Halasy-Wimmer, G.; Schmitt, S.: Ansatz zur Optimierung einer elektromechanischen Bremse durch geeignete Getriebeauslegung. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 105 (2003), S. 1112ff
- [203] Semsch, M.; Bill, K.-H.; Dausend, U.; Breuer, B.: Konzeption und Auslegung des Getriebes für eine mechatronische Teilbelagscheibenbremse. Fortschritt-Berichte 743, Reihe 8, VDI-Verlag GmbH Düsseldorf 1998

Lebenslauf

Persönliche Angaben

Name	Uwe Dausend
Geburtstag	25. Januar 1971
Geburtsort	Hilden
Familienstand	verheiratet, drei Kinder
Nationalität	deutsch

Schule

1977 – 1981	Grundschule Wesel-Feldmark
1981 – 1990	Konrad-Duden-Gymnasium Wesel
1990	Allgemeine Hochschulreife

Wehrdienst

1990 – 1991	4. RaketenArtillerieBataillon 150 Wesel
-------------	---

Ausbildung

1991 – 1994	Universität Dortmund, Vordiplom in Maschinenbau
1994 – 1998	Technische Universität Darmstadt
1997 – 1998	University of California at Berkeley
1998	Diplom in Maschinenbau

Berufstätigkeit

11/1998 – 11/2003	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt unter Prof. Dr.-Ing. B. Breuer (bis 9/2001) und Prof. Dr. rer. nat. H. Winner (ab 1/2002) Bearbeitung industriegeförderter Forschungsprojekte
seit 11/2003	Entwicklungsingenieur im Versuch „Radbremse und Komponenten“ des Geschäftsbereichs Hydraulische Bremssysteme der Continental Teves AG & Co. oHG in Frankfurt/Main